

ADVERTIMENT. La consulta d'aquesta tesi queda condicionada a l'acceptació de les següents condicions d'ús: La difusió d'aquesta tesi per mitjà del servei TDX (www.tesisenxarxa.net) ha estat autoritzada pels titulars dels drets de propietat intel·lectual únicament per a usos privats emmarcats en activitats d'investigació i docència. No s'autoritza la seva reproducció amb finalitats de lucre ni la seva difusió i posada a disposició des d'un lloc aliè al servei TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant al resum de presentació de la tesi com als seus continguts. En la utilització o cita de parts de la tesi és obligat indicar el nom de la persona autora.

ADVERTENCIA. La consulta de esta tesis queda condicionada a la aceptación de las siguientes condiciones de uso: La difusión de esta tesis por medio del servicio TDR (www.tesisenred.net) ha sido autorizada por los titulares de los derechos de propiedad intelectual únicamente para usos privados enmarcados en actividades de investigación y docencia. No se autoriza su reproducción con finalidades de lucro ni su difusión y puesta a disposición desde un sitio ajeno al servicio TDR. No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al resumen de presentación de la tesis como a sus contenidos. En la utilización o cita de partes de la tesis es obligado indicar el nombre de la persona autora.

WARNING. On having consulted this thesis you're accepting the following use conditions: Spreading this thesis by the TDX (www.tesisenxarxa.net) service has been authorized by the titular of the intellectual property rights only for private uses placed in investigation and teaching activities. Reproduction with lucrative aims is not authorized neither its spreading and availability from a site foreign to the TDX service. Introducing its content in a window or frame foreign to the TDX service is not authorized (framing). This rights affect to the presentation summary of the thesis as well as to its contents. In the using or citation of parts of the thesis it's obliged to indicate the name of the author



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CATALUÑA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA ELÉCTRICA**

TESIS DOCTORAL

**Control activo de ruido de baja frecuencia de
maquinaria industrial en un campo de baja densidad
modal, mediante el encapsulado de sus fuentes de ruido**

Ponente: Xavier Salueña Berna

Tutor: Ramon Maria Mujal Rosas



Contenido

1. INTRODUCCIÓN	1
2. OBJETO Y OBJETIVOS	4
3. ESTADO DEL ARTE	5
3.1 <i>Introducción histórica</i>	5
3.2 <i>Principio del control activo</i>	7
3.3 <i>Aplicaciones generales</i>	8
3.4 <i>Métodos de control</i>	9
3.4.1 <i>Tipos de sistemas de control</i>	9
3.4.2 <i>Feedforward de banda ancha</i>	12
3.4.2.1 <i>Algoritmo LMS</i>	12
3.4.2.2 <i>Algoritmo LMS con filtrado-X</i>	14
3.4.2.3 <i>FIR versus IIR</i>	16
3.5 <i>Control activo en recintos cerrados</i>	16
3.5.1 <i>Densidad modal</i>	16
3.5.2 <i>Control activo global y local en recintos</i>	19
3.5.3 <i>Ejemplo de control activo global en recintos</i>	20
4. ESTRUCTURA DE LA TESIS	23
4.1 <i>Introducción</i>	23
4.2 <i>Parte experimental de la tesis</i>	23
4.3 <i>Estructura de la tesis por capítulos</i>	24
5. TRANSMISIÓN DEL SONIDO A TRAVES DE PARTICIONES, ENCAPSULAMIENTOS	27
5.1 <i>Introducción</i>	27
5.2 <i>Características del encapsulamiento</i>	28
5.3 <i>Impedancia y reflexión en la superficie de un sólido con incidencia normal de las ondas acústicas</i>	30
5.3.1 <i>Fundamentos teóricos de la transmisión</i>	30
5.3.2 <i>Método teórico para calcular la impedancia en los extremos del encapsulamiento</i>	33
5.3.3 <i>Método experimental para calcular la impedancia en los extremos del encapsulamiento</i>	37
5.4 <i>Transmisión de ondas planas incidentes a través de una partición, en el interior de un encapsulamiento</i>	40
5.4.1 <i>Simplificación del modelo real</i>	40
5.4.2 <i>Determinación de la ecuación para determinar la velocidad de vibración en los extremos</i>	42
5.4.3 <i>Potencia irradiada por la presencia del encapsulamiento</i>	44
5.4.4 <i>Determinación de la pérdida por inserción y los cálculos para determinar la velocidad de vibración de los extremos del encapsulamiento</i>	48
5.4.5 <i>Determinación de las ondas acústicas transmitidas, en la superficie de los extremos del encapsulamiento, hacia el recinto exterior</i>	50

5.5 Comportamiento y elección del encapsulamiento en función de la transmisión de potencia	51
5.5.1 Introducción	51
5.5.2 Elección del encapsulamiento según la relación entre IL y la frecuencia... 51	
5.5.3 Elección del encapsulamiento óptimo en función de la posición de la fuente en el encapsulamiento.	55
5.5.4 Conclusiones en la elección del encapsulamiento óptimo en función de la posición de la fuente o de la longitud del tubo y de la frecuencia de emisión.....	58
5.6 Transmisión del sonido en un encapsulamiento considerando los modos propios de vibración de éste.	59
5.6.1 Introducción	59
5.6.2 Resultados obtenidos en un programa de elementos finitos.....	60
5.7 Conclusiones del capítulo.....	62
6. CAMPO ACÚSTICO EN UN ENCAPSULAMIENTO UNIDIMENSIONAL DEBIDO A UNA ONDA PLANA PRODUCIDA POR UNA FUENTE MONOPOLAR	63
6.1 Introducción	63
6.2 Ecuaciones de la presión acústica y de la velocidad de las partículas en el interior de un encapsulamiento según el modelo de propagación para una fuente monopolar.....	64
6.2.1 Desarrollo teórico de las ecuaciones en forma exponencial	64
6.2.2 Desarrollo teórico de las ecuaciones en forma trigonométrica.....	70
6.2.3 Comprobación experimental de las ecuaciones formuladas.....	72
6.2.3.1 Metodología utilizada.....	72
6.2.3.2 Campo acústico en el encapsulamiento en función de la frecuencia emitida y de sus modos propios.....	73
6.2.3.3 Campo acústico en el encapsulamiento en función de la frecuencia para un altavoz situado en uno de sus extremos.....	75
6.2.3.4 Variación del campo acústico en función de la posición de la fuente de ruido	79
6.3 Ecuaciones de la presión acústica y de la velocidad de las partículas en el interior de un encapsulamiento según el modelo modal para una fuente monopolar	90
6.3.1 Hipótesis iniciales en el estudio de un campo acústico según la formulación modal.....	90
6.3.2 Modos propios acústicos de un recinto rectangular de paredes rígidas	90
6.3.3 Modos propios acústicos de un recinto rectangular de paredes no rígidas .	91
6.3.4 Campo acústico en un encapsulamiento ligeramente atenuado	92
6.3.5 Comparación entre los dos tipos de formulación.....	95
7. CONTROL ACTIVO EN EL INTERIOR DE UN ENCAPSULAMIENTO	97
7.1 Introducción	97
7.2 Estudio del control activo en función de la posición de las fuentes primaria y secundaria	97
7.3 Análisis comparativo teórico del control activo en función de la posición de las fuentes y del tipo de campo acústico	104
7.3.1 Control activo en condiciones de no resonancia.....	104
7.3.2 Control activo en condiciones de resonancia.....	117

7.3.3	<i>Estudio experimental en un encapsulamiento casi en resonancia con la frecuencia emitida</i>	122
7.3.4	<i>Conclusiones del análisis del control activo en función de la posición de las fuentes y del tipo de campo acústico</i>	126
8.	CONTROL ACTIVO EN UN RECINTO	128
8.1	<i>Introducción al control activo en recintos</i>	128
8.2	<i>Cancelación global en un recinto mediante control activo con una única fuente secundaria</i>	129
8.2.1	<i>Descripción del recinto y del encapsulamiento</i>	129
8.2.1.1	<i>Descripción del recinto</i>	129
8.2.1.2	<i>Descripción del encapsulamiento</i>	131
8.2.2	<i>Definición del control global en recintos</i>	132
8.2.3	<i>Control activo en un campo a baja densidad modal</i>	133
8.2.3.1	<i>Introducción teórica a la metodología de cancelación en un recinto a baja densidad modal</i>	133
8.2.3.2	<i>Ejemplos de cancelación global en un recinto a baja densidad modal</i> ..	134
8.2.4	<i>Control activo global en un campo a alta densidad modal</i>	144
8.2.4.1	<i>Introducción teórica a la metodología de cancelación en un recinto a alta densidad modal</i>	144
8.2.4.2	<i>Ejemplos de cancelación global en un recinto con alta densidad modal</i>	146
8.2.4.3	<i>Conclusiones del estudio</i>	152
9.	CANCELACIÓN DEL RUIDO DE UN MOTOR POR CONTROL ACTIVO MEDIANTE LA TÉCNICA DEL ENCAPSULAMIENTO ACTIVO	153
9.1	<i>Procedimiento utilizado en el estudio</i>	153
9.2	<i>Metodología y equipos utilizados en la experiencia</i>	153
9.2.1	<i>Metodología</i>	153
9.2.2	<i>Descripción de los equipos</i>	154
9.2.3.2	<i>Aislamiento del motor del encapsulamiento</i>	159
9.3	<i>Campo acústico experimental producido por el motor en el interior del encapsulamiento</i>	160
9.4	<i>Estudio experimental del control activo sobre el motor en el interior del encapsulamiento</i>	161
9.5	<i>Comparación de los resultados experimentales del control activo sobre el motor en el interior del encapsulamiento</i>	165
9.6	<i>Estudio experimental del campo acústico en el recinto exterior antes y después de aplicar el control activo sobre el motor</i>	168
9.6.1	<i>Nivel de ruido en el recinto exterior sin encapsulamiento</i>	168
9.6.2	<i>Nivel de ruido en el recinto exterior con encapsulamiento</i>	168
9.6.3	<i>Cancelación del nivel de ruido con control activo en el recinto exterior del motor encapsulado</i>	172
9.6.3.1	<i>Cancelación del nivel de ruido con control activo en el recinto exterior en la posición del motor en $x = 0$</i>	173
9.6.3.2	<i>Cancelación del nivel de ruido con control activo en el recinto exterior en la posición del motor de $x = 0,44$ [m]</i>	175
9.6.4	<i>Análisis de los resultados obtenidos para la cancelación del ruido del motor</i>	178

10. COMPROBACIÓN DEL MODELO TEÓRICO Y CÁLCULO DEL RENDIMIENTO.	181
10.1 Introducción	181
10.2 Parámetros iniciales	181
10.3 Modelo teórico en el interior del encapsulamiento	181
10.4 Estudio teórico para una de las frecuencias fundamentales del motor: 192 [Hz]	183
10.4.1 Estudio teórico para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0$.	183
10.4.1.1 Estudio teórico en el interior del encapsulamiento para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0$.	183
10.4.1.2 Estudio teórico en el recinto exterior para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0$.	185
10.4.1.3 Estudio teórico con control activo a la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0$ y la fuente secundaria en la posición $d_2 = L$.	187
10.4.2 Estudio teórico para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0,44$ [m].	189
10.4.2.1 Estudio teórico en el interior del encapsulamiento para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0,44$ [m].	189
10.4.2.2 Estudio teórico en el recinto exterior para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0,44$ [m].	191
10.4.2.3 Estudio teórico con control activo a la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0,44$ [m] y la fuente secundaria en la posición $d_2 = L$.	193
11. RELACIÓN ENTRE EL RESULTADO DEL CONTROL ACTIVO CON UNA FUENTE MONOPOLAR (ALTAVOZ) Y UNA FUENTE REAL (MOTOR).	195
11.1 Introducción	195
11.2 Estudio experimental del control activo realizado con un altavoz emitiendo a las frecuencias fundamentales del motor	195
11.2.1 Estudio experimental del campo acústico producido por un altavoz encapsulado en el encapsulamiento antes y después de un control activo.	196
11.2.2 Estudio experimental del campo acústico producido por un motor encapsulado en el recinto exterior antes y después de un control activo	197
11.2.2.1 Resultados experimentales obtenidos para el altavoz a la frecuencia de emisión de 100 [Hz]	198
11.2.2.2 Resultados experimentales obtenidos para el altavoz a la frecuencia de emisión de 192 [Hz]	202
11.2.2.3 Resultados experimentales obtenidos para el altavoz a la frecuencia de emisión de 384 [Hz]	207
11.3 Análisis de los resultados experimentales para el altavoz y comparación con los obtenidos para la fuente real.	211
11.3.1 Comparación con los resultados obtenidos para el altavoz y la fuente real a la frecuencia de 192 [Hz].	211
11.3.2 Comparación con los resultados obtenidos para el altavoz y la fuente real a la frecuencia de 384 [Hz].	212
12. CONCLUSIONES DEL ESTUDIO PARA EL CONTROL ACTIVO MEDIANTE EL ENCAPSULAMIENTO ACTIVO DE UN MOTOR ELÉCTRICO.	214
12.1 Introducción	214



12.2	<i>Análisis de los resultados del estudio de control activo de motor para 192 [Hz].</i>	214
12.3	<i>Conclusiones generales del estudio.</i>	216
13.	<i>APLICACIÓN DE LA TEORÍA DEL ENCAPSULADO ACTIVO EN UN ORDENADOR PERSONAL</i>	218
13.1	<i>Problemática de ruido en ordenadores personales</i>	218
13.2	<i>Descripción de las fuentes de ruido en un ordenador personal</i>	218
13.3	<i>Métodos convencionales para reducir el ruido en ordenadores personales</i>	219
13.4	<i>Descripción del ordenador objeto de estudio</i>	221
13.5	<i>Control activo en un ordenador personal</i>	222
13.5.1	<i>Propuesta alternativa para la reducción de ruido por control activo</i>	222
13.5.2	<i>Elementos antivibratorios</i>	223
13.5.3	<i>Ruido generado por el PC</i>	225
13.5.4	<i>Sistema de control</i>	227
13.5.5	<i>Resultados experimentales obtenidos</i>	236
13.5.6	<i>Conclusiones del estudio de control activo en un ordenador personal</i>	239
14.	<i>CONCLUSIONES, APORTACIONES Y PLANES DE FUTURO DE ESTA TESIS DOCTORAL</i>	240
14.1	<i>Conclusiones</i>	240
14.2	<i>Aportaciones</i>	243
14.3	<i>Planes de futuro</i>	244
14.4	<i>Agradecimientos</i>	244
14.5	<i>Referencias</i>	246
14.6	<i>Listado de símbolos</i>	251

Índice de figuras

Fig. 3.1 Reproducción de los diagramas originales de la patente de Paul Lueg de 1936 en que se describe el control activo de ruido.	5
Fig. 3.2 Asiento con reposacabezas cancelador de ruido por control activo de Olson and May (1953)	6
Fig.3.3 Propagación de la onda primaria y secundaria en el interior de un conducto. .	7
Fig. 3.4 Control activo de ruido utilizando protectores auditivos (Fuente: Elliott).....	8
Fig. 3.5 Ejemplos de control activo. Panel aislante acústico a bajas frecuencias y cancelador de ruido en un conducto. (Fuente: Technofirst)	9
Fig. 3.6 Esquemas en que se muestran las diferencias entre los sistemas de Feedforward y Feedback.	10
Fig. 3.7 Sistema de control activo con “feedforward” de banda ancha adaptativo, mostrando los instrumentos utilizados como micrófonos o sensores de referencia y error, altavoz secundario, tarjeta DSP de control , preamplificadores y amplificadores para acondicionar la señal.....	12
Fig. 3.8 Modelización y diagrama de bloques simplificado de un control activo.	13
Fig. 3.9 Diagrama de bloques simplificado de control activo utilizando un algoritmo FXLMS.....	15
Fig. 3.10 Diagrama equivalente al de la figura 3.8 utilizando una adaptación lenta...	15
Fig.3.11 Diagrama de bloques del algoritmo FXLMS con neutralización de la realimentación.	16
Fig.3.12 Modos propios excitados a la frecuencia $f = 42,5$ Hz, (simulación en Matlab).	17
Fig. 3.13 Distribución de altavoces y micrófonos de error en un SAAB 2000 y cancelación global en un bombardero Q400. (fuente: Ultra Electronics Ltd)	20
Fig. 3.14 Sistema de reducción de ruidos y vibraciones del Saab 340 B (Fuente: Ultra Electronics Ltd)	21
Fig. 3.15 Sistema de encapsulado de redes de sensores y actuadores. (Fuente: Signal Systems Corporation)	22
Fig. 5.1 Dibujo tridimensional del encapsulamiento utilizado en esta tesis.....	29
Fig. 5.2 Fotografía del encapsulamiento utilizado en esta tesis.....	29
Fig. 5.3 Presión acústica de las ondas incidente, reflejada y transmitida	30
Fig. 5.4 Relación entre la parte real e imaginaria de la impedancia específica.....	33
Fig. 5.5 Impedancia específica para el coeficiente de absorción de $\alpha = 0,05$	34
Fig. 5.6 Simplificación de la tapa en los extremos del encapsulamiento, como una pared con una masa y sus correspondientes coeficientes de rigidez y amortiguamiento.	35
Fig. 5.7 Gráfico que representa el ángulo de fase debido a la reflexión en las tapas en función de la frecuencia del primer modo de vibración.....	39
Fig. 5.8 Ángulo de fase de la impedancia total en las tapas en función de la frecuencia, para el primer modo de vibración.....	40
Fig. 5.9 Esquema simplificado del encapsulamiento.	41
Fig. 5.10 Esquema en que se muestra la potencia irradiada P (sin encapsulamiento) y la potencia P_e (con encapsulamiento).....	44
Fig. 5.11 Fotografía de la sonda de intensidad utilizada.	46
Fig. 5.12 Niveles de potencia equivalente emitida por el altavoz del ensayo sin encapsulamiento en cada una de las direcciones a 192[Hz].	46
Fig. 5.13 Niveles de potencia sonora emitida por el altavoz del ensayo con encapsulamiento, pero sin tapas en los extremos, medidos cerca de los dos extremos .47	

Fig. 5.14 Niveles de potencia sonora emitida por el altavoz del ensayo con encapsulamiento, pero sin una de las tapas de los extremos, medidos cerca de los dos extremos..... 47

Fig. 5.15 Niveles de potencia sonora emitida por el altavoz del ensayo con encapsulamiento..... 48

Fig. 5.16 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo (ω_1) para $L = 0,01$ [m]..... 54

Fig. 5.17 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo (ω_1) para $L = 3,55$ [m]..... 54

Fig. 5.18 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo (ω_1) para $L = 0,2$ [m] 56

Fig. 5.19 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo (ω_1) para $L = 0,44$ [m]..... 56

Fig. 5.20 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo (ω_1) para $L = 0,6$ [m] 57

Fig. 5.21 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo (ω_1) para $L = 0,88$ (m). 57

Fig. 5.22 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo (ω_1) para $L = 1,77$ [m]..... 58

Fig. 5.23 Vibración en las paredes del encapsulamiento a 192 [Hz] (vista superior). Comparación con los modos propios más cercanos. 60

Fig. 5.24 Desplazamientos en las paredes del encapsulamiento a 192 [Hz] (vista lateral). 61

Fig. 6.1 Ondas generadas en el interior de un encapsulamiento de dimensión L y con una fuente monopolar situada en $x = d$ a partir del extremo izquierdo..... 65

Fig. 6.2 Disposición de los micrófonos de monitorización..... 73

Fig. 6.3 Respuesta acústica experimental del encapsulamiento en función de la frecuencia hasta 500 [Hz]..... 74

Fig. 6.4 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados, y el resultado experimental para la frecuencia de 146 [Hz] y la posición de la fuente en $x = 3,55$ [m]..... 76

Fig. 6.5 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados, y el resultado experimental para la frecuencia de 152 [Hz] y la posición de la fuente en $x = 3,55$ [m]..... 77

Fig. 6.6 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados y el resultado experimental para la frecuencia de 164 [Hz] y para la posición de la fuente en $x = 3,55$ [m] 77

Fig. 6.7 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados, y el resultado experimental para la frecuencia de 182 [Hz] y la posición de la fuente en $x = 3,55$ [m]..... 78

Fig. 6.8 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados, y el resultado experimental para la frecuencia de 192 [Hz] y la posición de la fuente en $x = 3,55$ [m]..... 79

Fig. 6.9 Posiciones ensayadas a una frecuencia de no resonancia (Cotas en centímetros).....	80
Fig. 6.10 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 3,55$ [m].....	80
Fig. 6.11 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 3,347$ [m].....	81
Fig. 6.12 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 3,144$ [m].....	81
Fig. 6.13 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 2,941$ [m].....	82
Fig. 6.14 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 2,738$ [m].....	82
Fig. 6.15 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 2,13$ [m].....	83
Fig. 6.16 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 0,71$ [m].....	83
Fig. 6.17 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 0,608$ [m].....	84
Fig. 6.18 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 0,303$ [m].....	85
Fig. 6.19 Comparativa del nivel de presión sonora experimental para diferentes posiciones de la fuente.....	86
Fig. 6.20 Posiciones de la fuente ensayadas.....	87
Fig. 6.21 Valores experimentales y teóricos de una onda a frecuencia 192 [Hz] para posición $x = 0$ [m].....	87
Fig. 6.22 Valores experimentales y teóricos de una onda a frecuencia 192 [Hz] para posición $x = 0,25$ [m].....	88
Fig. 6.23 Valores experimentales y teóricos de una onda a frecuencia 192 [Hz] para posición del altavoz en $x = 0,45$ [m].....	88
Fig. 6.24 Comparación entre niveles de presión sonora entre valores experimentales y teóricos teniendo en cuenta o no la impedancia de las paredes de los extremos en el caso de una onda a frecuencia 192 [Hz] para posición $x = 0,45$ [m].....	89
Fig. 6.25 Valores experimentales de niveles de presión sonora experimentales para varias posiciones.....	89
Fig. 6.26 Contribuciones de energía potencial acústica teórica para los 7 primeros modos propios para una frecuencia de 40 [Hz] en un encapsulamiento de $0,28 \cdot 0,28 \cdot 3,55$ [m ³] para una relación de atenuación de $\zeta = 0,015$	95
Fig. 6.27 Comparación entre los valores obtenidos experimentalmente versus los obtenidos mediante la aplicación de la formulación modal para bajas frecuencias.....	95
Fig. 6.28 Comparación entre los dos tipos de formulación para el caso de frecuencia de resonancia, 192 [Hz] y posición de la fuente en un extremo.....	96
Fig. 7.1 Situación de los altavoces primario y secundario y formación de 3 zonas.....	98
Fig. 7.2 Ecuaciones de onda con control activo en un encapsulamiento.....	100
Fig. 7.3 Valor del poder de la fuente secundaria para cancelar por control activo entre los dos altavoces situados en los extremos del encapsulamiento.....	100
Fig. 7.4 Valor del poder de la fuente secundaria para cancelar por control activo con el altavoz primario situado en uno de los extremos.....	101
Fig. 7.5 Valor del poder de la fuente secundaria para cancelar por control activo con el altavoz primario y el altavoz secundario no situados en los extremos.....	103

Fig. 7.6 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar en el punto $x = 0$ [m], siendo 105

Fig. 7.7 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar en el punto $x = L$, siendo 105

Fig. 7.8 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar en el punto $x = \lambda/2 = 1,106$ [m], siendo $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m] 106

Fig. 7.9 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar en el punto $x = \lambda/4 = 0,553$ [m], siendo $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m] 106

Fig. 7.10 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar con la fuente primaria en 107

Fig. 7.11 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar con la fuente primaria en 108

Fig. 7.12 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] con $d_1=0$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,4$ [m] para cancelar en el micrófono de error situado en $x = 0$ [m] 109

Fig. 7.13 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas abajo de la fuente secundaria 109

Fig. 7.14 Control activo teórico a la frecuencia de 155 (Hz) para cancelar aguas arriba de la fuente primaria con $d_1 = 0,8$ [m], $d_2 = 2,4$ [m] y el micrófono de error en $x = 0$ [m] 110

Fig. 7.15 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas abajo de la fuente primaria con $d_1 = 0,8$ [m], $d_2 = 2,4$ [m] y el micrófono de error en $x = L$ 110

Fig. 7.16 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/2=1,1$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m] 111

Fig. 7.17 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está muy cerca de $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m] 112

Fig. 7.18 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/2 = 1,1$ [m] y $d_2 = \lambda = 2,21$ [m] 112

Fig. 7.19 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está cerca de $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 = \lambda = 2,21$ [m] 113

Fig. 7.20 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está cerca de $d_1 = \lambda/2 = 1,1$ [m] y $d_2 = 3\lambda/4 = 1,66$ [m] 113

Fig. 7.21 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está cerca de $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 = 3\lambda/4 = 1,66$ [m] 114

Fig. 7.22 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/2=1,1$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,6$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m] 115

Fig. 7.23 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/2=1,1$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,6$ [m] con micrófono de error en $x = L$ 115

Fig. 7.24 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,6$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m] 116

Fig. 7.25 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,6$ [m] con micrófono de error en $x = L$ 116

Fig. 7.26 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 2\lambda = 3,554$ [m] con micrófono de error en $x = 0$. (Longitud del tubo: 3,554 [m])..... 117

Fig. 7.27 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 2\lambda = 3,554$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del tubo: 3,554 m)..... 118

Fig. 7.28 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = \lambda/2 = 0,8884$ [m] con el micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del encapsulamiento 3,554 [m])..... 119

Fig. 7.29 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = \lambda/2 = 0,888$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del encapsulamiento 3,554 [m])..... 119

Fig. 7.30 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0,25$ [m] y 120

Fig. 7.31 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0,25$ [m] y $d_2 = L = 3,554$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del encapsulamiento: 3,554 [m]). 121

Fig. 7.32 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = \lambda/4 = 0,444$ [m] y 121

Fig. 7.33 Posiciones de los diferentes elementos de control activo a la frecuencia de casi-resonancia para 192 [Hz] con $d_1 = 0$ [m], $d_1 = 0,25$ [m], $d_1 = \lambda/4 = 0,475$ [m] y $d_2 = L = 3,5$ [m] con micrófono de error situado en $x = 0$ [m]. 122

Fig. 7.34 Control activo para 192 [Hz] (frecuencia próxima a resonancia), $L = 3,55$ [m], $d_1 = 0$ [m], $d_2 = 0$ [m]. Comparación entre valores teóricos y experimentales, con y sin control. 123

Fig. 7.35 Nivel de presión sonora en el control activo para 192 [Hz] (frecuencia próxima a resonancia), 123

Fig. 7.36 Ondas sonora en el control activo para 192 [Hz] (frecuencia próxima a resonancia), $L = 3,554$ [m], 124

Fig. 7.37 Nivel de presión sonora en el control activo para 192 [Hz] (frec. próxima a resonancia), 124

Fig. 7.38 Ondas sonora en el control activo para 192 [Hz] (frec. próxima a resonancia), $L = 3,55$ [m], 125

Fig. 7.39 Nivel de presión sonora en el control activo para 192 [Hz] (frec. próxima a resonancia), 126

Fig. 8.1 Campo acústico teórico formado a la frecuencia de 30 [Hz] en el recinto de la tesis $8 \times 8 \times 3.5$ [m³]. En el dibujo se muestra el campo en la superficie $z = 1.7$ [m] que es donde se han situado los micrófonos de evaluación. 128

Fig. 8.2 Campo acústico teórico formados a la frecuencia de 193 [Hz] en el recinto de la tesis $8 \times 8 \times 3.5$ [m³]. En el dibujo se muestra el campo en la superficie $z = 1.7$ [m] que es donde se han situado los micrófonos de evaluación. 129

Fig. 8.3 Fotografía y dibujo de la sala del ensayo mostrando la posición del encapsulamiento. 129

Fig. 8.4 Planta esquemática del recinto de estudio donde se muestra la situación de los ejes respecto a los que se situará el altavoz primario..... 130

Fig. 8.5 Malla de micrófonos de medición en el recinto..... 130

Fig. 8.6 Situación de los micrófonos en el recinto respecto al encapsulamiento. 131

Fig. 8.7 Encapsulamiento utilizado en esta tesis y dibujo en que se ha eliminado el tubo de sección cuadrada para mostrar la disposición de los micrófonos de control en su interior, altavoces y sus tapas. 131

Fig. 8.8 Situación de los diferentes elementos de control activo y de monitorización en el interior del encapsulamiento. 132

Fig. 8.9 Comparación entre el acústico formado por los modos propios $(1,0,0) + (0,1,0)$ y $(1,1,0)$ 135

Fig. 8.10 Campo acústico a la frecuencia de 23 [Hz] en un recinto de $(8 \times 8 \times 3,25)[m]$ situando el altavoz primario en la posición $(0,0,0.5)[m]$ 135

Fig. 8.11 Campo tras del control activo teórico, situando el altavoz secundario en la posición $(8,8,0.5)[m]$ y con poder $q_s = q_p$. La reducción teórica es óptima suponiendo que $y_s \neq y_p$ 136

Fig. 8.12 Campo acústico real a 23 [Hz] con el altavoz primario en la posición $(0,0,0.5)$ 136

Fig. 8.13 Campo acústico real a 23 [Hz] con el altavoz primario en la posición $(3,2,0.5)$ 137

Fig. 8.14 Campo acústico real a 23 [Hz] con el altavoz primario en la posición $(0,4,0.5)$ 137

Fig. 8.15 Campo acústico real a 23 [Hz] con el altavoz primario en la posición $(0,5,0.5)$ 138

Fig. 8.16 Campo acústico a 23 Hz con una fuente encapsulada en un tubo de $(0,32 \times 0,32 \times 3,55)[m]$ situado en un recinto de $(8 \times 8 \times 3,25m)$ según la formulación teórica sin control activo..... 138

Fig. 8.17 Campo acústico a la frecuencia de 23 Hz con una fuente encapsulada en un tubo de $(0,32 \times 0,32 \times 3,55)[m]$ situado en un recinto de $(8 \times 8 \times 3,25m)$ según la formulación teórica con control activo. 139

Fig. 8.18 Cancelación teórica a 23 [Hz] mediante el control activo con encapsulamiento..... 139

Fig. 8.19 Forma del campo acústico teórico formado por los modos propios $(2, 0, 0) + (0, 2, 0)$. Las curvas amarillas representan las líneas nodales. 140

Fig. 8.20 Campo acústico teórico a la frecuencia de 42 [Hz] situando el altavoz en la posición $(0,0,0.5)[m]$ en un recinto de $(8 \times 8 \times 3.25)[m]$ 141

Fig. 8.21 Campo acústico experimental a la frecuencia de 42 [Hz] situando el altavoz en la posición $(0,0,0.5)[m]$ en un recinto de $(8 \times 8 \times 3.25)[m]$ 141

Fig. 8.22 Campo acústico a 42Hz teórico tras la cancelación. 142

Fig. 8.23 Reducción teórica con control activo a 42Hz. La cancelación es máxima para $y_s \neq y_p$ Para realizar los cálculos se ha situado el altavoz primario en la posición $(0,0,0.5)[m]$ y el secundario en $(8,8,0.5)[m]$ 142

Fig. 8.24 Campo acústico a 42Hz teórico tras la cancelación utilizando el encapsulamiento. 143

Fig. 8.25 Reducción teórica máxima conseguida utilizando el encapsulamiento. 143

Fig. 8.26 Campo acústico teórico a 80Hz teórico para la posición de la fuente primaria $(0,0,0.5) [m]$ 146

Fig. 8.27 Reducción del NPS global teórica mediante, el método a, en función de la distancia entre las fuentes r_{ps} , manteniendo la coordenada del eje y fija y variando x, para la frecuencia de 80 [Hz]. 147

Fig. 8.28 Niveles de reducción global teórica conseguidos en función de la situación de la fuente secundaria a 80 [Hz], situando la fuente primaria en un extremo. 148

Fig. 8.29 Reducción del campo acústico para $r_{ps} = 0.1 [m]$ 148

Fig. 8.30 Reducción del campo acústico para $r_{ps} = 1 [m]$ 149

Fig. 8.31 Reducción de NPS global teórica, mediante el método b, en función de la distancia entre las fuentes rps para la frecuencia de 80 [Hz]	149
Fig. 8.32 Aportación teórica media de los modos de vibración en el recinto para cada frecuencia a 192 [Hz] situando la fuente primaria en el extremo (0,0,0.5) [m].....	150
Fig. 8.33 Reducción teórica media en el recinto en función de la distancia entre las fuentes a 192 [Hz].	151
Fig. 9.1 Configuraciones utilizadas como fuentes de emisión de ruido.	154
Fig. 9.2 Fotografía (sin tapa) y dibujo del altavoz primario situado en el extremo del encapsulamiento.	155
Fig. 9.3 Esquema del circuito de control activo.	155
Fig. 9.4 Aparatos utilizados en esta tesis: 1. Generadores de funciones, 2. Frecuenciómetro,.....	156
Fig. 9.5 Tarjeta EZ-ANC utilizada en esta tesis doctoral.	157
Fig. 9.6 Polarización de una cápsula “electret ” de 3 terminales.	157
Fig. 9.7 Motor de corriente continua utilizado en esta tesis.....	158
Fig. 9.8 Espectro de frecuencias del motor a baja frecuencia, mostrando los picos fundamentales.....	159
Fig. 9.9 Ondas planas creadas por el motor en el encapsulamiento situando el motor cerca de $x = 0$ [m].....	160
Fig. 9.10 Ondas planas producidas por el motor en el encapsulamiento situándolo cerca de $x = 0,44$ [m].....	161
Fig. 9.11 Esquema del montaje experimental utilizado para realizar el control activo de un motor.....	162
Fig. 9.12 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 100 Hz con $d_1 = 0$ [m].....	162
Fig. 9.13 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 384 [Hz] con $d_1 = 0$ [m]	163
Fig. 9.14 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 192 [Hz] con $d_1 = 0$ [m].....	163
Fig. 9.15 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 100 [Hz] con $d_1 = 0,44$ [m]	164
Fig. 9.16 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 192 [Hz] con $d_1 = 0,44$ [m].	164
Fig. 9.17 Resultado del control activo del motor a la frecuencia de 384 [Hz] con $d_1 = 0,44$ [m].....	165
Fig. 9.18 Resumen de las reducciones medias del control activo respecto a los niveles existentes sin el control para las frecuencias fundamentales del motor para las posiciones $d_1 = 0$ [m] y $d_1 = 0,44$ [m].	166
Fig. 9.19 Resumen de los resultados del control activo para las frecuencias fundamentales del motor en el interior del encapsulamiento.....	166
Fig. 9.20 Reducción real del motor situando el motor cerca de $d_1 = 0$ [m].....	167
Fig. 9.21 Reducción real del motor situando el motor cerca de $d_1 = 0,44$ [m].....	167
Fig. 9.22 Campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] antes del control activo.	169
Fig. 9.23 Campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0,44$ [m] antes del control activo.	169
Fig. 9.24 Comparación de los campos acústicos a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] y $x = 0,44$ [m] antes del control activo.	170

Fig. 9.25 Variación de los niveles de presión sonora a 192 Hz, en el recinto exterior del motor encapsulado al cambiar su posición dentro del encapsulamiento entre la posición $x = 0$ [m] y $x = 0,44$ [m] antes del control activo..... 170

Fig. 9.26 Campo acústico a 384[Hz] en el recinto exterior producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] antes del control activo.....171

Fig. 9.27 Campo acústico a 384[Hz] en el recinto exterior producido por el motor encapsulado en $x=0,44$ [m] antes del control activo..... 171

Fig. 9.28 Comparación de los campos acústicos a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] y $x = 0,44$ [m] antes del control activo. 172

Fig. 9.29 Variación de los niveles de presión sonora a 384 Hz, en el recinto exterior del motor encapsulado, al cambiar su posición dentro del encapsulamiento entre la posición $x = 0$ [m] y la posición $x = 0,44$ [m] antes del control activo..... 172

Fig. 9.30 Campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] después del control activo..... 173

Fig. 9.31 Reducción en el recinto exterior campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m]. 174

Fig. 9.32 Campo acústico a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ m después del control activo..... 174

Fig. 9.33 Reducción en el recinto exterior campo acústico a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m]. 175

Fig. 9.34 Campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0,44$ [m] después del control activo.....176

Fig. 9.35 Reducción en el recinto exterior para el campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0,44$ [m]..... 176

Fig. 9.36 Campo acústico a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0,44$ [m] después del control activo.....177

Fig. 9.37 Reducción en el recinto exterior a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x= 0,44$ [m]..... 177

Fig. 10.1 Comparación de los niveles de presión sonora teóricos según la posición de la fuente (motor) en 181

Fig. 10.2 Ondas fundamentales teóricas del motor eléctrico situando el motor en $d_1 = 0$ [m]..... 182

Fig. 10.3 Nivel de presión sonora teórico producido por el motor en el interior del encapsulamiento en la posición $d = 0$ [m] suponiendo que actúan sólo las frecuencias fundamentales: 100, 192 y 384 [Hz]..... 183

Fig. 10.4 Gráfica del campo teórico en el recinto exterior a 192 Hz para la posición de la fuente encapsulada de $x = 0$ [m] obtenido a partir de la formulación modal. 185

Fig. 10.5 Comparación del nivel de presión sonora teórico producido por el motor en el interior del encapsulamiento utilizando o desconectando el control activo para $d_1 = 0$ [m]..... 186

Fig. 10.6 Gráfica en que se muestra la reducción teórica para la frecuencia de 192Hz para $x = 0$ [m] aplicando el control activo de ruido. 187

Fig. 10.7 Ondas fundamentales teóricas del motor eléctrico situando el motor en $d_1 = 0,44$ [m]..... 188

Fig.10.8 Nivel de presión sonora teórico producido por el motor en el interior del encapsulamiento en la posición $d = 0,44$ [m] suponiendo que actúan sólo las frecuencias fundamentales: 100, 192 y 384 [Hz]..... 189

Fig. 10.9 Gráfica del campo teórico en el recinto exterior a 192 Hz para la posición de la fuente encapsulada de $x = 0,44$ [m] obtenido a partir de la formulación modal. ... 191

Fig. 10.10 Comparación del nivel de presión sonora teórico producido por el motor en el interior del encapsulamiento utilizando o desconectando el control activo para $d_1 = 0,44$ [m]..... 192

Fig. 10.11 Gráfica en que se muestra la reducción teórica para la frecuencia de 192Hz, aplicando el control activo de ruido, para $x = 0,44$ [m] 193

Fig. 11.1 Esquema del montaje experimental utilizado para realizar el control activo de un altavoz..... 196

Fig. 11.2 Control activo experimental mediante un altavoz primario situado en $d_1 = 0$ [m] y en $d_1 = 0,44$ [m] y con la fuente secundaria situada en $d_2 = 3,55$ [m] para la frecuencia de 192 [Hz] 196

Fig. 11.3 Dibujo y fotografía donde se muestran los micrófonos de monitorización (25 en total) situados en el interior del recinto y situados a una altura de 1,7 [m] del suelo..... 197

Fig. 11.4 Campo acústico a 100Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $x = 0$ [m] antes de la aplicación del control activo. 198

Fig. 11.5 Campo acústico a 100Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $x = 0$ [m] después de la aplicación del control activo. 199

Fig. 11.6 Reducción de los niveles de presión sonora del altavoz encapsulado situado en $x = 0$ [m] a la frecuencia de 100Hz tras la aplicación del control activo. 199

Fig. 11.7 Campo acústico a 100Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] antes del control activo. 200

Fig. 11.8 Campo acústico a 100Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] después del control activo. 200

Fig. 11.9 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0,44$ [m] a la frecuencia de 100Hz tras la aplicación del control activo. 201

Fig. 11.10 Campo acústico a 192Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0$ [m] antes del control activo 203

Fig. 11.11 Campo acústico a 192Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0$ [m] después del control activo..... 203

Fig. 11.12 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0$ [m] a la frecuencia de 192Hz tras la aplicación del control activo..... 204

Fig. 11.13 Campo acústico a 192Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] antes del control activo..... 205

Fig. 11.14 Campo acústico a 192Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] antes y después del control activo. 205

Fig. 11.15 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0,44$ [m] a la frecuencia de 192Hz tras la aplicación del control activo..... 206

Fig. 11.16 Campo acústico a 384[Hz] producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0$ [m] antes del control activo. 207

Fig. 11.17 Campo acústico a 384[Hz] producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0$ [m] después del control activo..... 208

Fig. 11.18 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0$ [m] a la frecuencia de 384 Hz tras la aplicación del control activo..... 208

Fig. 11.19 Campo acústico a 384Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] antes del control activo. 209

Fig. 11.20 Campo acústico a 384Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] después del control activo..... 209

Fig. 11.21 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0,44$ [m] a la frecuencia de 384 Hz tras la aplicación del control activo..... 210

Fig. 13.1 Aislantes de goma de pie (izquierda) y aislantes de silicona (derecha). Fuente: QuietPC.....	220
Fig. 13.2 Fotografía de capa de tejido utilizado para evitar la resonancia en el interior del encapsulamiento. Fuente: QuietPC.....	220
Fig. 13.3 Descripción del ordenador personal utilizado en esta tesis.....	221
Fig. 13.4 Sistema de control del ruido de un ordenador personal, mediante control activo, de bajo coste.	222
Fig. 13.5 Gráfica de la reducción porcentual de la velocidad de vibración en función del espesor de la espuma del aislador.....	225
Fig. 13.6 Espectro de frecuencias del nivel de presión sonora [dB] producido por el ventilador del ordenador en un punto situado en el exterior a este.....	226
Fig. 13.7 Onda acústica formada en el interior de la caja entre 13,5 y 36,1 [cm] del extremo de la caja a la frecuencia de 472 [Hz].	227
Fig. 13.8 Circuito de captación y amplificación de la señal de referencia. (Fuente: Iberfutura Electrónica).....	228
Fig. 13.9 Circuito electrónico de captación y preamplificación para el integrado LM741.....	229
Fig. 13.10 Esquema de un circuito pasabajos de Butterworth de cuarto orden.....	230
Fig. 13.11 Esquema de un circuito real del filtro pasabajos con frecuencia crítica de 1000 [Hz].....	231
Fig. 13.12 Esquema de un circuito del filtro pasabandas con frecuencias críticas de 400 [Hz] y 500 [Hz].	231
Fig. 13.13 Gráfico de la respuesta del filtro pasabandas en amplitud y fase en función de la frecuencia.	232
Fig. 13.14 Esquema de un circuito desfasador.....	232
Fig. 13.15 Prototipo de desfasadores utilizados para realizar las primeras pruebas de control activo.....	233
Fig. 13.16 Esquema de un circuito desfasador simplificado.....	233
Fig. 13.17 Esquema de un circuito desfasador completo.....	234
Fig. 13.18 Esquema de un circuito desfasador completo en el integrado LM324N.....	234
Fig. 13.19 Simulación del circuito desfasador en el programa WorkBench.....	235
Fig. 13.20 Simulación de la comparación de fase entre la señal de entrada y de salida en un osciloscopio virtual.....	235
Fig. 13.21 Circuito de amplificación de la señal de salida. (Fuente: Iberfutura Electrónica).....	236
Fig. 13.22 Comparación entre el NPS en el micrófono de error antes y después del control activo en el intervalo de frecuencias entorno a 472 [Hz] en el interior de la caja.....	237
Fig. 13.23 Espectro de frecuencia en un punto exterior a la caja antes de aplicar el control activo sin aislamiento de vibraciones.....	238
Fig. 13.24 Espectro de frecuencia en un punto exterior a la caja después de aplicar el control activo, sin aislamiento de las vibraciones.....	238

Índice de tablas

Tabla 6.1 Casos particulares de la ecuación de la onda sonora cuando $R = 0$	69
Tabla 6.2 Casos particulares de la ecuación de la onda sonora cuando $R = 1$	70
Tabla 6.3 Comparación entre valores experimentales y teóricos de las frecuencias propias del encapsulamiento	75
Tabla 9.1 Niveles de presión sonora y reducción conseguida en el recinto exterior por control activo para una onda de 192 [Hz] emitida por un motor encapsulado y reducción respecto a este y al mismo no encapsulado	178
Tabla 9.2 Niveles de presión sonora y reducción conseguida en el recinto exterior por control activo para una onda de 384 [Hz] emitida por un motor encapsulado y reducción respecto a este y al mismo no encapsulado	179
Tabla 10.1 Poder de las fuentes equivalentes al encapsulamiento sin CAR	184
Tabla 10.2 Poder de las fuentes equivalentes al encapsulamiento con CAR	187
Tabla 10.3 Poder de las fuentes equivalentes al encapsulamiento sin CAR en posición $d = 0,44$ [m]	190
Tabla 10.4 Poder de las fuentes equivalentes al encapsulamiento con CAR	193
Tabla 11.1 Niveles de presión sonora y reducción conseguida por control activo para una onda de 100 [Hz] emitida por un altavoz encapsulado y reducción respecto a este y a un altavoz no encapsulado	202
Tabla 11.2 Niveles de presión sonora y reducción conseguida por control activo para una onda de 192 [Hz] emitida por un altavoz encapsulado y reducción respecto a este y a un altavoz no encapsulado	206
Tabla 11.3 Niveles de presión sonora y reducción conseguida por control activo para una onda de 384 [Hz] emitida por un altavoz encapsulado y reducción respecto a este y a un altavoz no encapsulado	210
Tabla 12.1 Tabla comparativa de los niveles de presión sonora obtenidos por diferentes métodos con y sin control activo, así como la reducción alcanzada en el recinto exterior para 192 [Hz]	214
Tabla 12.2 Reducción obtenida por control activo respecto a la fuente no encapsulada y área de reducción entendiéndose el número de micrófonos donde se cancela el ruido respecto a los micrófonos muestreados	215

1. INTRODUCCIÓN

La contaminación acústica se considera una de las causas que provoca mayor molestia en la sociedad. El progreso social y tecnológico comporta muchas veces un incremento excesivo de ruido. Sírvasse de ejemplo el caso de los ordenadores personales: mayor potencia de cálculo implica siempre un mayor calentamiento de los procesadores, y por lo tanto un incremento del número de ventiladores y de ruido [1]. Si bien es cierto, que se ha producido una sensibilización de los fabricantes, favoreciendo el diseño de máquinas y de productos cada día más silenciosos, todavía, tal vez por desconocimiento, no se utilizan todos los recursos que la ciencia y la técnica proporcionan [2].

Cuando el diseño comporta ruido normalmente se utilizan ciertas técnicas de reducción de ruido denominadas pasivas [3]. Estas técnicas pueden aplicarse directamente sobre la fuente (uso de amortiguadores, silenciadores y de cerramientos), en el camino de transmisión (como aislamientos, pantallas, materiales de absorción y resonadores acústicos), o en el receptor (como el acondicionamiento acústico de locales o protectores auditivos) [4]. El problema de estas técnicas estriba en que son poco efectivas en rangos de frecuencias graves y en las dificultades de ventilación de las máquinas en casos de cerramientos o en la aparición de pérdidas de carga en el caso de los silenciadores [5]. Por otro lado su aislamiento supone la interposición de materiales cuyo peso no es el indicado para vehículos ligeros o aviones.

En esta tesis se aplica una técnica diferente a la de tipo pasivo, denominada control activo de ruido, centrandolo su uso en el campo de la maquinaria industrial. En breves palabras, el control activo se basa en la atenuación o eliminación de una onda sonora por interferencia destructiva [6]. Más adelante se explicará esta técnica con mayor detalle.

Aunque actualmente el control activo de ruido se utiliza comercialmente en algunas aplicaciones como tubos de ventilación, elementos de protección auditiva personal (casco de protección), cabinas de aviones... es poco utilizado en naves industriales donde las máquinas suelen emitir ruido grave y fuertemente tonal [7], lo que a priori son las condiciones idóneas para la utilización del control activo.

El problema se produce porque la maquinaria industrial se sitúa en el interior de naves industriales de grandes dimensiones. Estas máquinas suelen emitir ruido de baja frecuencia y que puede perjudicar seriamente la salud de los operarios [8]. Como se ha comentado, la reducción de los componentes de baja frecuencia es difícil de conseguir mediante técnicas de control de ruido pasivas. Una de estas técnicas pasivas consiste en encapsular totalmente la fuente con paneles de material absorbente y aislante. Pero a bajas frecuencias, encapsular no es sinónimo de reducir el nivel de ruido en el exterior ya que estos materiales en el rango de bajas frecuencias tienen muy bajo rendimiento de atenuación e incluso a las frecuencias de resonancia del encapsulamiento se puede llegar a aumentar el nivel sonoro en el exterior, sobre todo si existen oberturas para ventilación, transmisión mecánica o manipulación de la maquinaria [9]. Éste es el campo donde parece más adecuado aplicar las técnicas de control activo, ya que son las más apropiadas para el rango de baja frecuencia. El problema de dicha técnica es, como ya se mostrará a lo largo de esta tesis, obtener una buena señal de referencia que permita

conocer el ruido con la suficiente antelación para emitir la señal adecuada antes de que este varíe, y conseguir reducir el ruido en la mayor área del recinto posible. Debido al gran tamaño del recinto, las técnicas actuales proponen la aplicación de controles locales que se intuyen totalmente inviables por el gran área a cancelar y el número de micrófonos y altavoces necesarios. Además se intenta realizar al menor coste posible por lo que se propone que la señal de referencia pueda captarse mediante un micrófono en vez de con un acelerómetro y que el número de elementos necesarios (controles, altavoces y micrófonos) sea el menor posible.

La idea de realizar esta tesis se forjó en la estancia de varios años en el laboratorio de mecánica y acústica de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de Terrassa donde se desarrollaron varios proyectos cuyo objetivo era el de reducir ruido de origen industrial, como el de una plegadora de una rotativa [10] o el de una fundición [11]. Dicho ruido es generalmente de baja frecuencia y el recinto, de grandes dimensiones y de configuración cambiante: puertas y paneles móviles, movimiento de trabajadores y vehículos, interferencia de ruido de otras máquinas ... Tras algunos intentos de cancelación de ruido mediante esta técnica se desistió debido a varias causas: frecuencia de vibración cambiante, dentro de un rango estrecho de la propia máquina, señal de referencia no clara debido a la interferencia de otras máquinas, campo acústico en el interior del recinto muy cambiante debido a un contorno del recinto no fijo e interferencias. Todo ello implicaba la imposibilidad de conseguir un control local, en una pequeña zona y por supuesto la inviabilidad, debido a las dimensiones del recinto, de conseguir una cancelación global [12] en el conjunto del recinto.

Posteriormente a este proyecto se propuso la idea de encapsular la fuente de ruido, no tanto para aislar la fuente de forma pasiva, sino para conseguir un control activo del ruido de la fuente dentro de ésta. Por esta razón se denominará a este encapsulamiento como “encapsulamiento activo”. Mediante el encapsulamiento activo se consiguen eliminar todos los problemas antes citados: Se obtiene un campo acústico claro y de baja densidad modal, por lo que se puede obtener una cancelación global en su interior (como se demostrará más adelante una cancelación global en el interior significa una cancelación global en el recinto exterior) , la señal de referencia es clara y se puede aumentar su amplitud mediante la configuración del encapsulamiento, provocando que las frecuencias principales de la máquina sean frecuencias de resonancia en éste, además no existen interferencias de ruido de otras máquinas situadas en el recinto exterior y las condiciones de contorno de dicho recinto no interfieren en el control.

Además se suman otras ventajas como la reducción del número de micrófonos y altavoces necesarios y por lo tanto la simplificación del control y el hecho de no tener que aproximar el altavoz a una distancia menor a un décimo de la longitud de onda [13] o la necesidad de crear zonas de silencio mayores mediante redes de micrófonos [14], [15].

También y como ocurre en la cancelación de ruido en un ordenador personal que se tratará en un posterior apartado, el encapsulamiento no debe estar totalmente cerrado, por lo que puede realizarse la ventilación de la máquina por una pequeña apertura.

Para el desarrollo de esta tesis, se ha decidido no trabajar directamente con maquinaria en un recinto industrial, ya que las condiciones de trabajo están fijadas por el “día a día” y son muy variables, sino en un laboratorio con altavoces (como fuentes ideales) y un



motor eléctrico (como fuente real). Si se cumplen las teorías propuestas en los modelos simples es lógico que sean también aplicables en máquinas más complejas.

Existe, por otra parte, maquinaria que por su fabricación está contenida en encapsulamientos y que este hecho provoca que aumente el ruido producido debido al efecto de caja de resonancia. Algunos ejemplos serían algunas máquinas de trenes, ordenadores personales...

En esta tesis se plantea, como ejemplo, la reducción del ruido de la máquina industrial más común e utilizada por todos: un ordenador personal.

2. OBJETO Y OBJETIVOS

El objeto de esta tesis es diseñar una estrategia, para la reducción global de ruido de las frecuencias dominantes de una máquina mediante la técnica de control activo de ruido, basada en forzar un campo de baja densidad modal con un encapsulamiento adecuado que se denominará activo.

A continuación se detallan los objetivos básicos:

Se han descrito los fenómenos físicos: como la creación del campo acústico en el interior del recinto, su transmisión en el encapsulamiento y en el campo acústico del recinto exterior. Se han comparado los datos obtenidos experimentalmente con los teóricos para validar las hipótesis, simplificaciones y los modelos teóricos.

Se ha estudiado teóricamente el control activo en el interior del encapsulamiento para escoger sus dimensiones idóneas, los parámetros de control óptimo para una reducción de ruido global (fuentes secundarias, estrategia de control, señal de referencia, micrófonos de error...) y su posición. Se ha obtenido el modelo teórico y se ha comparado con el obtenido experimentalmente.

Se ha contrastado experimentalmente que la obtención de una cancelación global en el interior del encapsulamiento activo produce una cancelación global en el recinto exterior, partiendo del teorema que indica que si se logra una minimización de la energía potencial acústica en un encapsulamiento se obtiene el mismo efecto en la fuente [16]. Para ello se ha validado para una fuente primaria simple, un altavoz y otra más compleja como un motor eléctrico.

Se ha reducido al máximo la complejidad del control, así como los elementos implicados con la finalidad de reducir costes.

Se ha desarrollado un sistema de control activo para reducir el ruido provocado por un ventilador de un ordenador personal mediante la cancelación del ruido en el interior del encapsulamiento.

En la primera parte de esta tesis se ha trabajado con una tarjeta DSP de control activo existente en el mercado [17] cuyo algoritmo de control ya se viene implementado por lo que la elaboración del algoritmo de control queda fuera del alcance de esta tesis. Por otro lado en una segunda fase se ha desarrollado un sistema de control analógico el cual se ha construido físicamente. Dicho sistema se ha desarrollado para su utilización en el control activo de un ordenador personal debido a su bajo coste respecto a sistemas digitales, a su simplicidad y porque la señal a cancelar es monofrecuencial e invariable.

3. ESTADO DEL ARTE

3.1 Introducción histórica

El Control activo de ruido (CAR) no se trata de un invento actual, ya que fue descubierto y patentado por Paul Lueg [18] en 1936, aunque su aplicación comercial no se generalizó hasta la aparición de las computadoras.

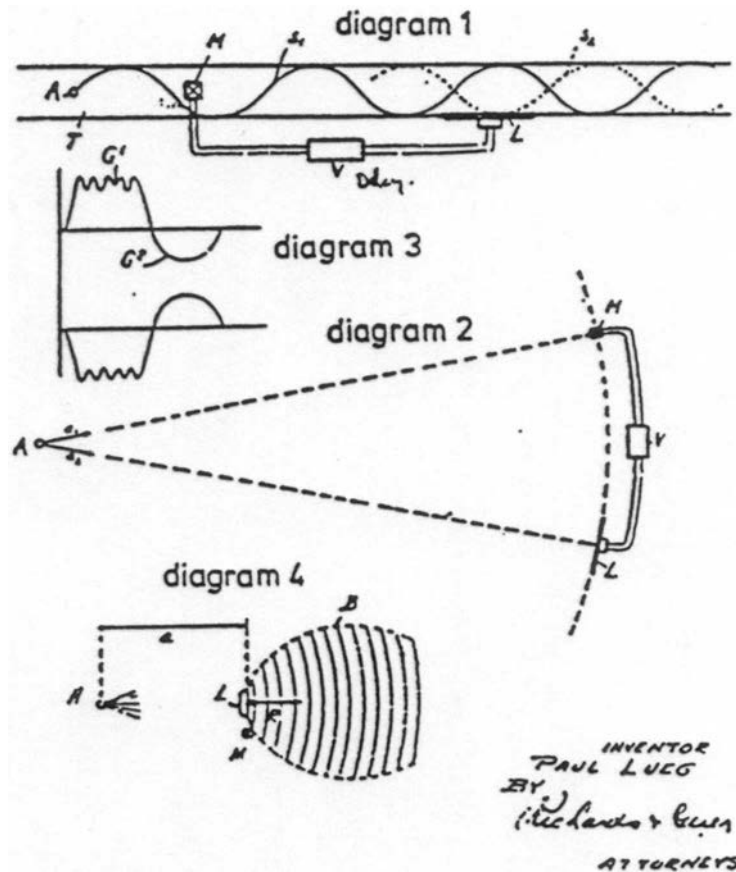


Fig. 3.1 Reproducción de los diagramas originales de la patente de Paul Lueg de 1936 en que se describe el control activo de ruido.

El método consiste en generar, con uno o varios altavoces, ondas sonoras desfasadas 180° respecto a las ondas de ruido para cancelarlas por interferencia destructiva. La fuente que origina el ruido se llama fuente acústica primaria [19].

Para generar la onda desfasada, normalmente, se capta la señal de ruido mediante un micrófono denominado de referencia y se introduce en un sistema de control que la desfasa adecuadamente y la reproduce mediante un altavoz, denominado fuente acústica secundaria, situado a cierta distancia de la fuente generadora de ruido. El gran problema existente en 1936 era que el sistema de control se basaba en un desfaseador analógico que solamente podía cancelar la señal si el ruido era tonal y no aleatorio.

El CAR es adecuado para cancelar ondas con longitudes de onda elevadas, es decir, ruidos de baja frecuencia, normalmente inferiores a 500 Hz, que es donde los métodos pasivos tienen menor efectividad [5].

En el año 1953 se desarrolla un asiento de pasajeros por Olsen y May [20] basado en un control activo local en la zona del reposacabezas. Dicha invención no se convierte en aquel entonces en una aplicación práctica debido a la inexistencia sistemas de procesamiento digitales y a la necesidad de utilizar controles del tipo “feedback”, muy inestables y sólo utilizables para ruidos monofrecuenciales [21].

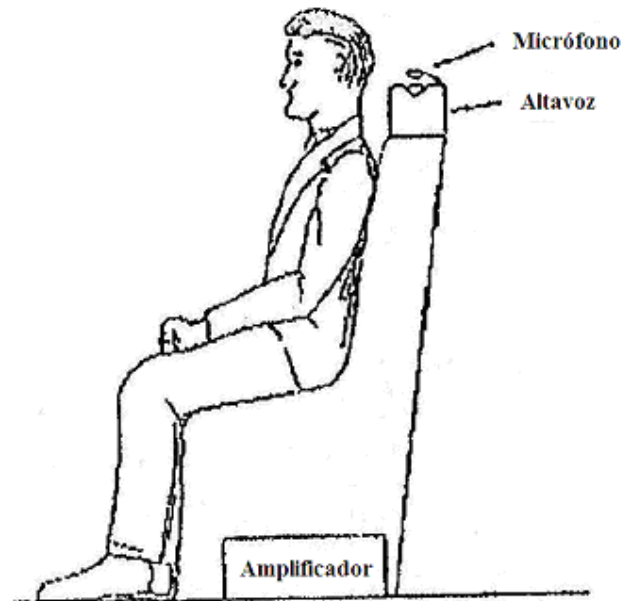


Fig. 3.2 Asiento con reposacabezas cancelador de ruido por control activo de Olson and May (1953)

Posteriormente en 1956 Conover [22] realiza la cancelación al aire libre de un ruido tonal generado por unos transformadores eléctricos a partir de un control “feedforward” adaptativo manual. El sistema de control se basa en la generación de un ruido tonal de igual frecuencia al de emisión mediante una fuente harmónica, su desfase y su amplificación manual con los aparatos correspondientes para posteriormente producir su emisión mediante un altavoz, aguas arriba de las máquinas. La respuesta se recoge por un micrófono de error situado a cierta distancia aguas arriba del altavoz y conectado a un analizador de frecuencias, con ella se corrige la amplitud y el desfase de la onda generada para intentar minimizar la señal recibida por el micrófono de error. Tras varias calibraciones y debido a la casi invariabilidad del ruido de los transformadores, tanto en frecuencia como en amplitud, el ruido monotonal finalmente se cancela.

Este sistema que en principio puede parecer ideal, no es aplicable a los ruidos variables y multitonales [23].

Con el desarrollo, en los años 80, de los procesadores digitales de señal DSP aparecen los controles adaptativos digitales que permiten la aplicación del control activo de forma práctica y comercial. Esto se debe a que los DSP permiten trabajar con señales procedentes de transductores electroacústicos, muestrearlos y procesarlos en tiempo real con potentes algoritmos adaptativos que hacen converger la señal de respuesta rápidamente hacia la solución. Los sistemas DSP y los algoritmos actuales permiten

además una mayor atenuación del ruido y una menor dependencia a las interferencias externas [24].

3.2 Principio del control activo

Para explicar el principio del CAR se utiliza como ejemplo un conducto de sección pequeña y una onda de muy baja frecuencia, de forma que la onda que viaja por el conducto se propague como una onda plana. Otra simplificación del problema será suponer que el conducto es infinito en longitud, las paredes rígidas y su sección constante [13].

Se supone que una onda generada por una fuente primaria viaja por el interior del tubo como se ilustra en la figura 3.3. La onda primaria que se expresa en forma compleja, tal como se detallará en próximos apartados, se transmite en dirección x-positiva como:

$$p_{p+}(x) = Ae^{-jkx} \quad (3.1)$$

Donde A es la amplitud de la onda primaria y $k = 2\pi/\lambda$ el número de onda, siendo λ la longitud de onda.

Para cancelar dicha onda se genera una onda acústica de igual frecuencia en un altavoz secundario situado en $x=0$, de forma que esta se transmite en ambas direcciones, aguas arriba (en sentido x-negativo) y aguas abajo. Dicha onda secundaria se expresa como:

$$p_{s+}(x) = Be^{-jkx} \quad \text{para } x > 0 \quad p_{s-}(x) = Be^{+jkx} \quad \text{para } x < 0 \quad (3.2)$$

Donde B es la amplitud de la onda secundaria.

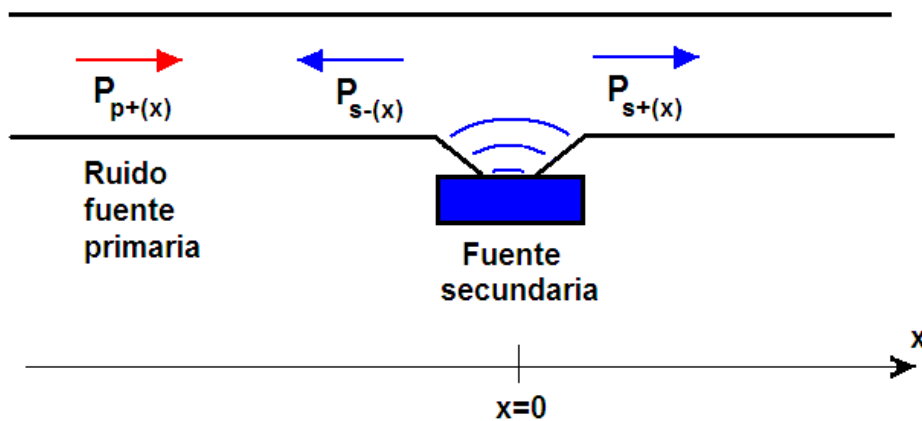


Fig.3.3 Propagación de la onda primaria y secundaria en el interior de un conducto.

La onda se ajusta en amplitud y fase, de forma que $B = -A$ y que se consiga cancelar la presión acústica que aguas abajo.

$$p_{p+}(x) + p_{s+}(x) = 0 \quad \text{para } x > 0 \quad (3.3)$$

Aguas arriba la presión acústica total es:

$$p_{p+}(x) + p_{s-}(x) = Ae^{-jkx} + Be^{+jkx} \quad \text{para } x < 0 \quad (3.4)$$

Como $B = -A$ y $e^{jkx} - e^{-jkx} = 2j\text{sen}kx$ se obtiene finalmente que la presión acústica aguas arriba es:

$$p_{p+}(x) + p_{s-}(x) = -2jA\text{sen}kx \quad \text{para } x < 0 \quad (3.5)$$

Se genera aguas arriba una onda estacionaria de amplitud $2A$, con puntos de presión acústica igual a cero (nodos) en $x = -n\lambda/2$, donde $n = 0, 1, 2, \dots$

En un intento por cancelar también las ondas aguas arriba, Swinbanks en 1973, y Winkler y Elliott en 1995 [16] realizan el control con dos altavoces secundarios. Se consigue la cancelación pero sólo si se sitúan en una posición determinada para cada frecuencia a cancelar. A partir de sus experiencias se han propuesto diversos sistemas con uno o dos altavoces por cada modo propio a cancelar con éxito.

En principio, es posible realizar el control activo de modos de orden superior a la propagación plana, para frecuencias mayores, utilizando múltiples fuentes secundarias. El problema se complica al trabajar en campo abierto o en recintos de grandes dimensiones, este último punto se abordará posteriormente en esta tesis.

3.3 Aplicaciones generales

Actualmente existen algunas aplicaciones comerciales del CAR utilizadas para reducir ruidos industriales o domésticos. Aunque el control activo puede utilizarse también en hidro-acústica y en la reducción de vibraciones, sólo se incidirá en esta tesis en las de cancelación de ruido aéreo. Las aplicaciones [25] [26] [27] [28] más frecuentes donde puede utilizarse el control activo para ruido aéreo son:

Usos industriales

Cancelación de ruido producido por bombas [29], compresores, sopladores y ventiladores en conductos [30], chimeneas, generadores y transformadores situados en campo abierto [26], túneles de viento [31], en protectores auditivos [32]...

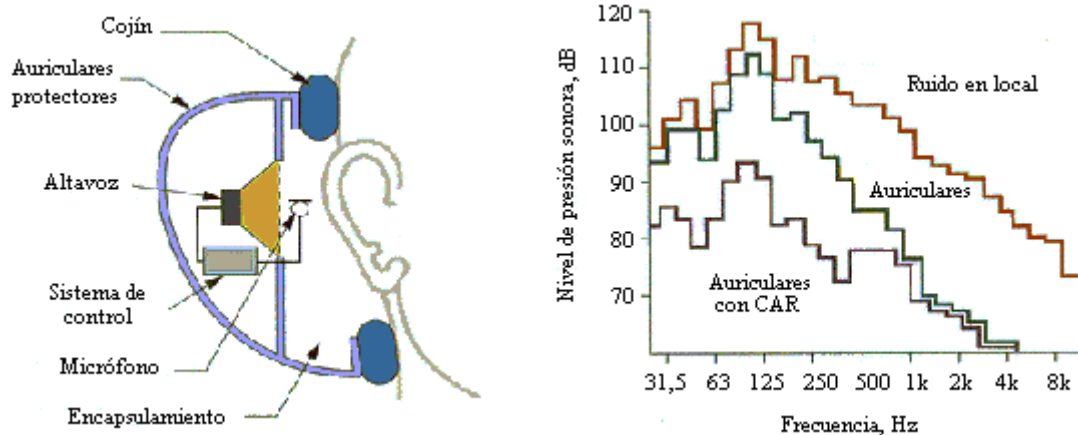


Fig. 3.4 Control activo de ruido utilizando protectores auditivos (Fuente: Elliott).

Transporte de viajeros

Reducción de la emisión de ruido en tubos de escape [33]. La protección del ruido en el habitáculo interior o del conductor en vehículos como coches, tractores y en motocicletas [34], tanto del ruido del motor [35] como de rodadura [36]. La reducción del ruido procedente de los motores y transmitido a las cabinas de aviones [37] y helicópteros mediante altavoces [38], paneles activos multicapa o asientos inteligentes [39]. La reducción de ruido en locomotoras diesel [40] y eléctricas [41] [42], en túneles [31] y otros vehículos [43]...

Usos domésticos

Tuberías de aire acondicionado [41], frigoríficos, lavaplatos, lavadoras, hornos, deshumidificadores, extractores, aislamiento de habitaciones [44], [45], [46] ...

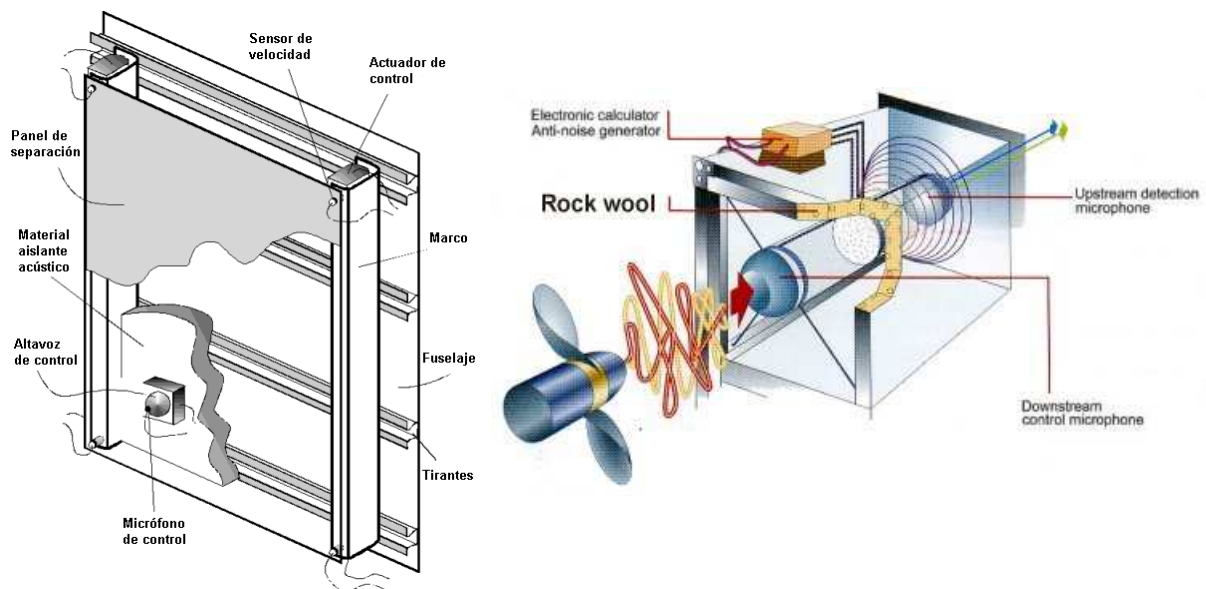


Fig. 3.5 Ejemplos de control activo. Panel aislante acústico a bajas frecuencias y cancelador de ruido en un conducto. (Fuente: Technofirst)

De hecho existen empresas con productos dedicados al control activo de forma particular y que comercializan canceladores de ruido en conductos o protectores auditivos [47], empresas que comercializan sistemas de control [48], empresas que realizan proyectos de implantación, como por ejemplo en cabinas de aviones [49] y otras que realizan I+D sobre control activo para aplicarlo en casos menos convencionales como en sistemas militares [50].

3.4 Métodos de control

3.4.1 Tipos de sistemas de control

Existen dos sistemas de control activo [27] en función del tipo de señal de entrada principal. Se nombrarán con la nomenclatura inglesa ya que es la más utilizada técnicamente.

“Feedforward”: Es un sistema donde el control recibe la señal de ruido antes de su paso por el altavoz donde es cancelado. Para ello se dispone de un sensor próximo a la fuente de ruido, denominado micrófono de referencia, que capta la señal y la transmite al control para su procesamiento. Una vez desfasada, la señal se envía a un altavoz para su emisión y la posterior cancelación del ruido. Se denomina adaptativo si el control recibe la información del resultado de la cancelación en un micrófono situado tras el altavoz secundario denominado micrófono de error. A partir de esta información el sistema ajusta los coeficientes de los filtros del control para minimizar dicho error y para conseguir que la cancelación sea óptima.

“Feedback”: Es el sistema en que el control emite una señal de cancelación en el altavoz secundario sin conocer previamente la señal de ruido emitida por la fuente principal. La señal de referencia para el control será en este caso la de un micrófono situado tras el altavoz secundario que registra el resultado de dicha cancelación. Se denomina adaptativo cuando el control trabaja a partir de una señal similar a la del ruido, obtenida artificialmente, por ejemplo mediante un generador de funciones, y que el control va corrigiendo hasta minimizar la señal de error.

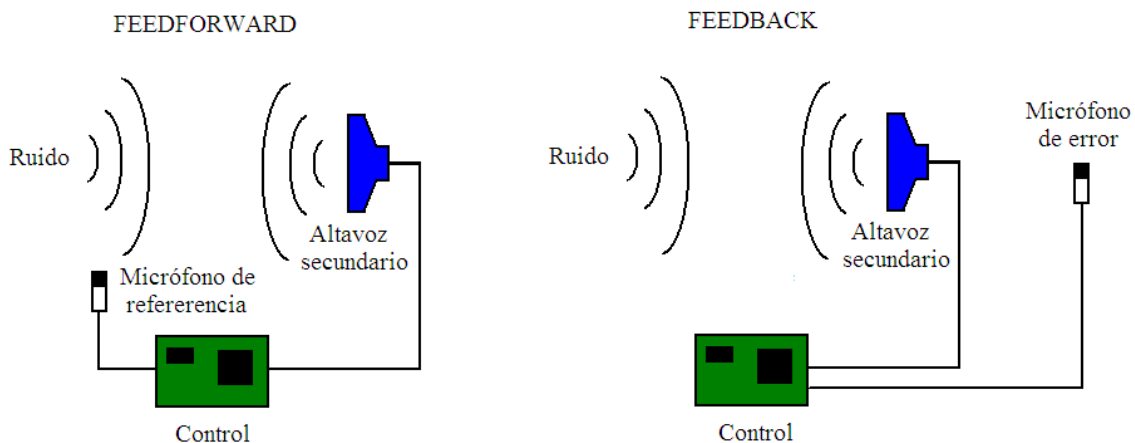


Fig. 3.6 Esquemas en que se muestran las diferencias entre los sistemas de Feedforward y Feedback.

A partir de las siguientes definiciones se clasifica el control activo de ruido según su estructura en:

- a. “Feedforward” adaptativo de banda ancha de frecuencias con sensor de referencia mediante micrófono.
- b. “Feedforward” adaptativo de banda estrecha de frecuencias con sensor de referencia mediante tacómetro o acelerómetro.
- c. “Feedback” adaptativo a partir de una señal de referencia obtenida artificialmente.



Según el número de canales, micrófonos y altavoces utilizados, se divide en:

- a. Canal simple con un solo sensor de referencia, micrófono de error y altavoz secundario.
- b. Multicanal con múltiples micrófonos de error y altavoces secundarios.

Algunos ejemplos de aplicaciones de estos sistemas de control son:

“Feedforward” adaptativo de banda ancha de frecuencias con sensor de referencia mediante micrófono.

Canal simple

- Tubos unidimensionales como los utilizados en la ventilación y aire acondicionado.
- Controles locales en recintos cerrados.

“Feedforward” adaptativo de banda estrecha de frecuencias con sensor de referencia mediante tacómetro o acelerómetro.

Canal simple

- Tubos de escape de motores eliminando altas frecuencias con elementos pasivos.
- Cascos protectores auditivos de ruido industrial.
- Ruido producido por ventiladores en conductos.

Canales múltiples

- Control local en interior de vehículos del ruido del motor y de rodadura de los neumáticos.
- Control local del ruido en la cabina de pasajeros de un avión.
- Barrera activa de ruido de fuentes de ruido fijas y bien definidas, combinando barreras pasivas y envolviendo el lugar con fuentes activas. Un ejemplo particular sería su aplicación para las posiciones estáticas de operarios o barreras de aeropuertos o autopistas.
- Ruido de transformadores en campo abierto.

“Feedback” adaptativo a partir de una señal de referencia obtenida artificialmente.

Canales simples

- Finales de tubos de expulsión de gases de motor.

Canales múltiples

- Protección de cabinas de tractores del ruido del motor

El sistema de control también puede clasificarse según el tipo de filtros adaptativos utilizados para minimizar la señal de error [17]. Los más comunes son los que ajustan los coeficientes del filtro de forma transversal llamados FIR (Respuesta impulsiva

finita) y los que lo hacen de forma recursiva denominados IIR (Respuesta impulsiva infinita), aunque también existen algunos algoritmos especiales como el Lattice CAR, Dominio de frecuencia CAR, Sub-banda CAR y RLS.

Generalmente el filtro adaptativo más utilizado es el FIR utilizando un algoritmo LMS (Least-mean-square).

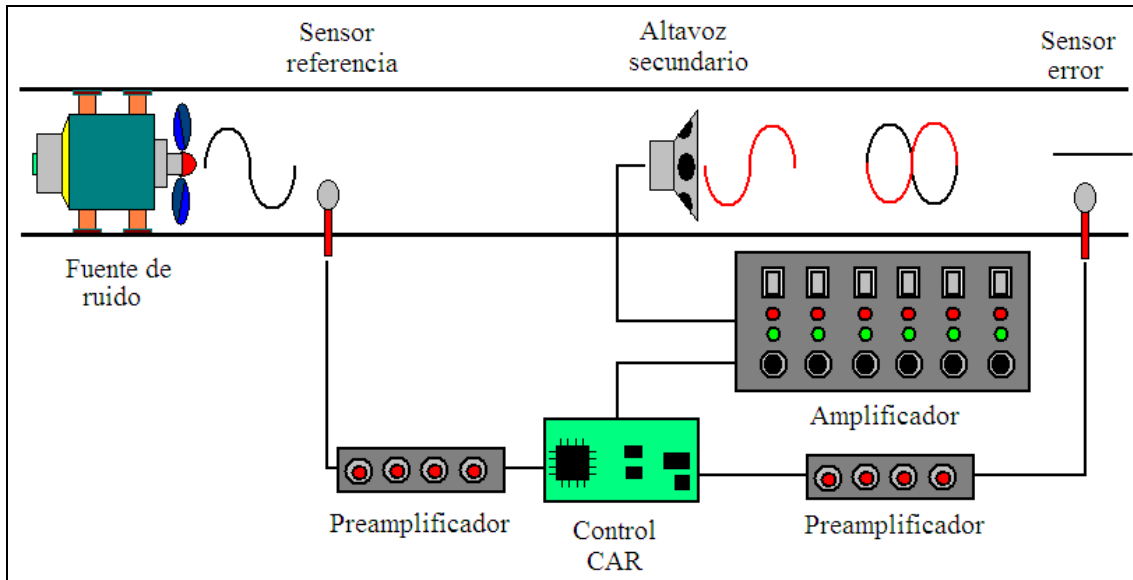


Fig. 3.7 Sistema de control activo con “feedforward” de banda ancha adaptativo, mostrando los instrumentos utilizados como micrófonos o sensores de referencia y error, altavoz secundario, tarjeta DSP de control, preamplificadores y amplificadores para acondicionar la señal.

En esta tesis se ha escogido el método de control “Feedforward” adaptativo de banda ancha con canal simple, debido a que en el ruido a cancelar destacan claramente varios picos de frecuencia de entre 100 y 400 Hz y que la señal de referencia, debido al encapsulamiento y a un ecualizador adecuado, se recibe de forma clara.

3.4.2 Feedforward de banda ancha

3.4.2.1 Algoritmo LMS

En un sistema de control “feedforward” de banda ancha se utiliza un micrófono de referencia para captar la onda sonora que se crea en la fuente de ruido, un control desfasa y amplifica la señal, un altavoz emite la contra-onda y un micrófono de error capta el resultado de la cancelación e informa al control. El objetivo final del control es minimizar el ruido en el micrófono de error.

El principio básico de un sistema CAR, traducido en diagrama de bloques, se muestra en la figura 3.8. A partir de la señal de entrada obtenida en el micrófono de referencia $x(n)$, se utiliza un filtro adaptativo $W(z)$ para estimar la planta desconocida $P(z)$. Dicha planta $P(z)$, representa la respuesta acústica desde el sensor de referencia hasta el sensor de error donde se intenta realizar la cancelación de ruido.

Normalmente la planta es dinámica, por lo que el algoritmo adaptativo (LMS) tiene la función de corregir el filtro en función de la señal de entrada y la de error, recogida mediante un micrófono aguas abajo.

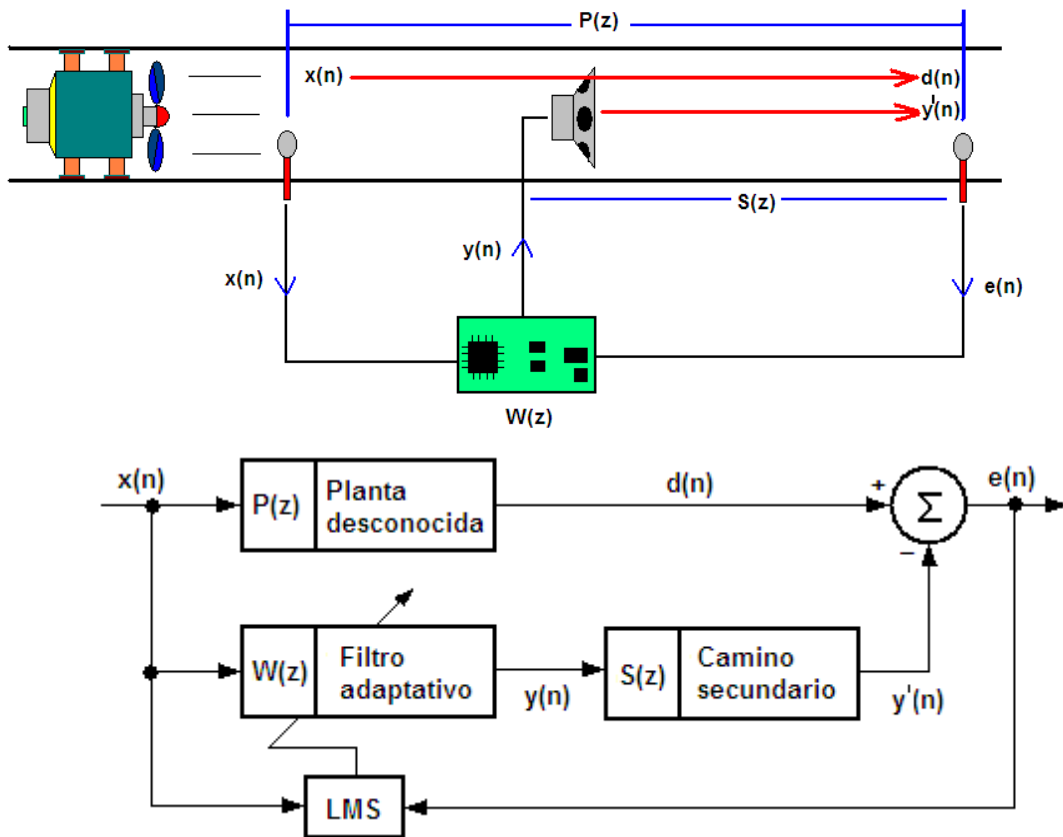


Fig. 3.8 Modelización y diagrama de bloques simplificado de un control activo.

El objetivo del filtro adaptativo es minimizar la señal residual de error $e(n)$. Si se consigue que el error en el tiempo sea nulo, $E(z)=0$, significa que el filtro $W(z)$ converge. En el caso en que no existiera camino secundario, $S(z)=0$, implicaría que $W(z) = P(z)$ para $X(z) \neq 0$, es decir, que la salida del filtro $y(n)$ sería idéntica a la señal primaria alterada en el camino hasta el micrófono de error $d(n)$. Por lo que $y(n)=d(n)$, y por lo tanto $e(n)=d(n)-y(n)=0$.

La interpretación del control activo de ruido puede también determinarse en función del análisis en el dominio de la frecuencia de la señal de error $e(n)$. El espectro del rms-cuadrado del error $S_{ee}(\omega)$, viene dado por:

$$S_{ee}(\omega)=[1-C_{dx}(\omega)]S_{dd}(\omega) \tag{3.6}$$

Donde $C_{dx}(\omega)$ es la función de coherencia (magnitud-cuadrada) y $S_{dd}(\omega)$ el espectro del rms-cuadrado de $d(n)$.

Para conseguir que el valor residual del error sea pequeño, es necesario que la coherencia en las frecuencias a cancelar sea próxima a uno, $C_{dx}(\omega) \approx 1$, es decir, que

para que el control activo sea efectivo es necesario una relativa linealidad entre $x(n)$ y $d(n)$.

La máxima reducción de ruido de un sistema de control activo [51], en decibelios, a una frecuencia ω es de $-10\log_{10} [1 - C_{dx}(\omega)]$.

$$L_{red}(\text{dB}) = -10\log_{10} [1 - C_{dx}(\omega)] \quad (3.7)$$

Realmente, la señal procedente del filtro adaptativo debe recorrer, en forma de onda acústica, el camino entre el altavoz y el micrófono de error, por lo que se altera en el camino secundario $S(z)$ hasta transformarse en $y'(n)$. Para ser más exactos, $S(z)$ incluye el convertidor digital-analógico, el reconstructor del filtro, el amplificador, el altavoz, el camino secundario entre el altavoz y el micrófono de error, el micrófono de error, el preamplificador, el filtro antialiasing y el convertidor analógico-digital.

La z-transformada de la señal de error es:

$$E(z) = [P(z) - S(z)W(z)]X(z) \quad (3.8)$$

Si se desea que el error sea cero $E(z)=0$, lo que implica que la coherencia de las frecuencias a cancelar sea próxima a uno, se requiere que para conseguir una óptima función de transferencia en estado estable $W^0(z)$ sea:

$$W^0(z) = \frac{P(z)}{S(z)} \quad (3.9)$$

Este sistema responde instantáneamente a los cambios de ruido en la planta pero tiene la desventaja de que depende enormemente de la función de transferencia del camino secundario. Una forma de solucionar este problema es mediante la introducción de un ecualizador que escoja las frecuencias a cancelar y por tanto simplifique el camino secundario.

Otro problema añadido es que deben utilizarse filtros FIR de alto nivel para reproducir $1/S(z)$, lo que significa un retraso de la señal relativo a $P(z)$. Para solucionar este problema se opta por utilizar un algoritmo LMS con filtrado en X .

3.4.2.2 Algoritmo LMS con filtrado-X

Debido a que el sistema anterior produce inestabilidad por la presencia de un retraso en la respuesta producido por $S(z)$, puede compensarse este efecto mediante la introducción de un filtro idéntico a $S(z)$ en el camino de la señal de referencia para actualizar los valores del algoritmo LMS. Este filtro es conocido como FXLMS.

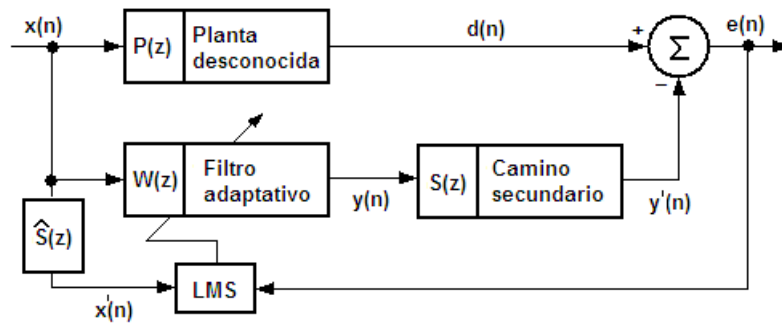


Fig. 3.9 Diagrama de bloques simplificado de control activo utilizando un algoritmo FXLMS.

En el filtro FXLMS sea $x'(n)$:

$$x'(n) = \hat{s}(n) * x(n) \tag{3.10}$$

Si se supone que $\hat{S}(z) = S(z)$ se puede simplificar el diagrama de la figura 3.8 por el de la figura 3.9. Esta simplificación sólo es válida si la adaptación del algoritmo es lenta. Esto se consigue con un factor de convergencia μ pequeño.

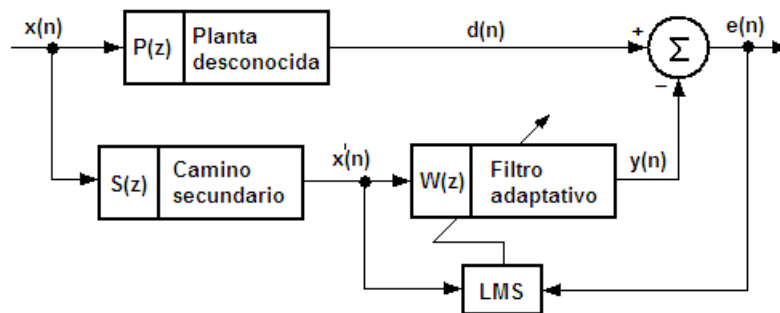


Fig. 3.10 Diagrama equivalente al de la figura 3.8 utilizando una adaptación lenta.

Otro problema es que a unos niveles altos de ruido asociados a resonancias de baja frecuencia se pueden causar distorsiones no lineales por una sobresaturación de la fuente secundaria. Este problema puede evitarse añadiendo restricciones a los valores del filtro adaptativo mediante el coeficiente de escape (ν). Este coeficiente oscila entre cero y uno, por lo que su elección se basa en un compromiso entre una convergencia rápida o un efecto estabilizador a consta de lentitud en encontrar el óptimo.

La actualización de los valores del algoritmo FXLMS [52] se representa en función de estos dos coeficientes.

$$\omega(n+1) = \nu\omega(n) + \mu x'(n)e(n) \tag{3.11}$$

Un aspecto que debe también resolverse es el de solucionar los efectos de la realimentación de la señal de referencia por la onda antirruído generada por el altavoz

secundario. Esta onda, además de cancelar el ruido aguas abajo, corrompe la señal de referencia aguas arriba en el micrófono de referencia.

Para evitar esta realimentación el sistema de control tiene un mecanismo que la neutraliza mediante una nueva función de transferencia $\hat{F}(z)$, que estima dicha realimentación y la resta a la señal de referencia. Puede observarse con mayor detalle en la figura 3.11.

En este algoritmo, $\hat{F}(z)$ y $\hat{S}(z)$ pueden estimarse simultáneamente “offline” sin utilizar el filtro adaptativo. La función de transferencia en estado estable del filtro adaptativo es:

$$W^0(z) = \frac{P(z)}{S(z) + P(z)F(z)} \quad (3.12)$$

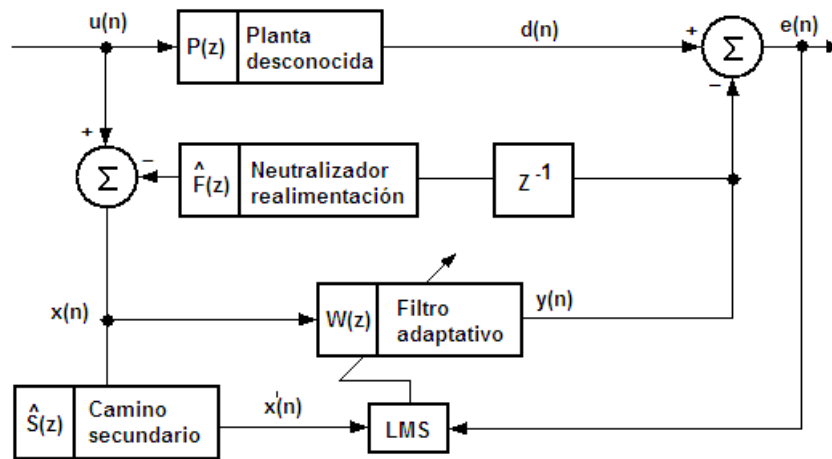


Fig.3.11 Diagrama de bloques del algoritmo FXLMS con neutralización de la realimentación.

3.4.2.3 FIR versus IIR

Para la ecuación 3.7, la solución óptima del filtro adaptativo es una función IIR con ceros y polos. Pero las funciones IIR presentan los siguientes inconvenientes: no son siempre estables, la adaptación puede converger a un mínimo local y convergen de forma más lenta que los FIR.

Por esta razón se suele aproximar la función racional a una función FIR de un orden suficiente y con un coeficiente de convergencia μ bajo, por razones de estabilidad.

3.5 Control activo en recintos cerrados

3.5.1 Densidad modal

Para entender la problemática de la aplicación del control acústico en recintos es importante conocer el campo acústico creado a las diferentes frecuencias de emisión.

El campo acústico para una fuente de ruido depende totalmente del recinto.

Se expone un ejemplo. Si en un local cuadrado de dimensiones 8 x 8 x 3,25 metros, como en el que se ha realizado esta tesis, se coloca en una esquina un altavoz emitiendo a un sonido tonal, aumentando lentamente la frecuencia a partir de 0 Hz, se observa que hasta la frecuencia de 21 Hz la presión en todo el recinto es constante, a 21 Hz, donde la mitad de la longitud de onda se corresponde con la distancia entre las paredes del recinto (8 m), se forma la primera frecuencia propia (1,0,0) y (0,1,0), el campo formado se muestra en la [figura 3.12](#). La segunda frecuencia propia se forma a 31Hz, donde aparece el modo propio (1,1,0), a 42,5Hz el modo (2,0,0) y (0,2,0) a 47,5 Hz el (2,1,0) y (1,2,0) y así sucesivamente.

A una frecuencia de excitación determinada, el campo acústico será una combinación de la aportación de los campos a todas las frecuencias propias del recinto por debajo de esta. Por ejemplo a 42,5 Hz además del campo a esa frecuencia propia (curva en negro) se suman los campos de las demás frecuencias propias (curvas en rojo).

Si las frecuencias propias están muy separadas, como en el caso de la [figura 3.12](#), la aportación es ínfima. Pero conforme la frecuencia del sonido es mayor, las frecuencias propias están cada vez más juntas y el campo es más difuso. Cuanto mayor es el recinto menor será la frecuencia a la cual el campo será difuso y es por esta razón que el control activo de ruido con cancelación global se suele realizar en pequeños recintos y a frecuencias muy bajas.

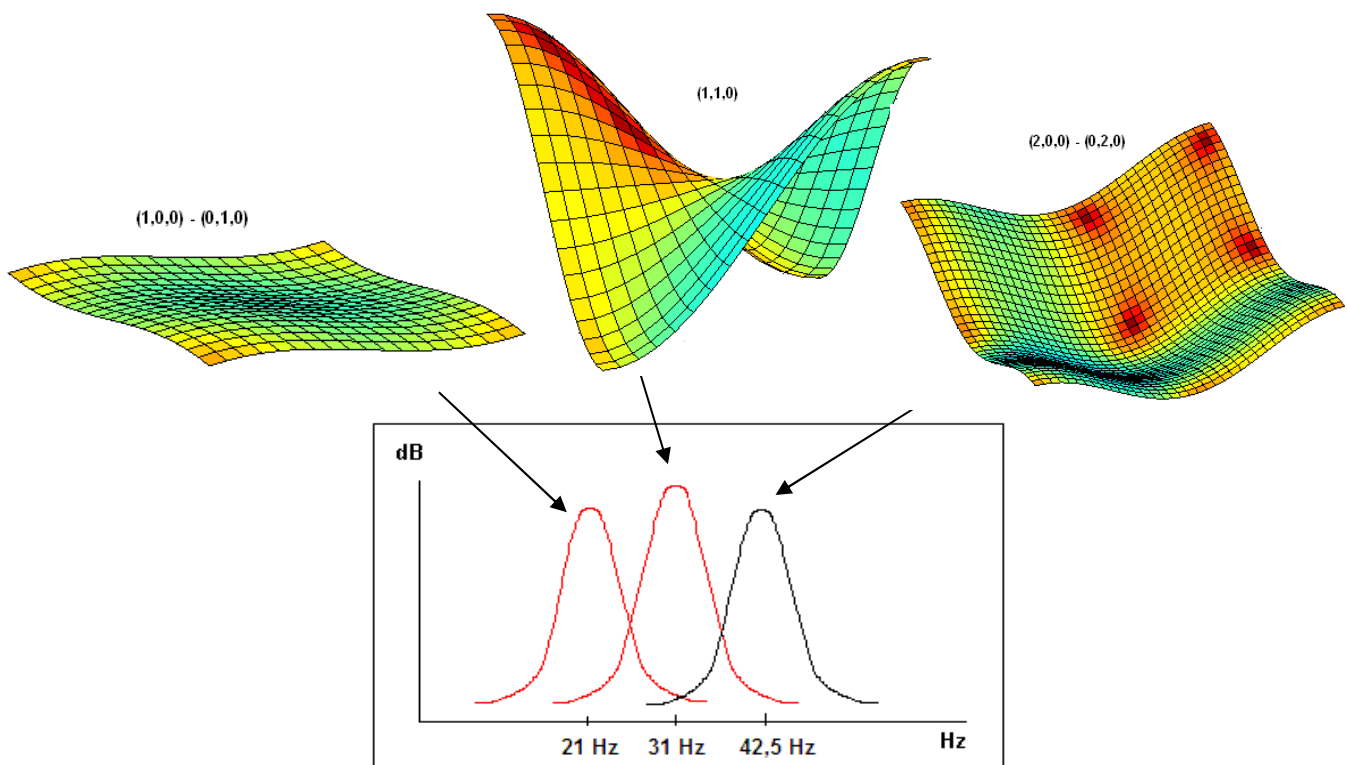


Fig.3.12 Modos propios excitados a la frecuencia $f = 42,5$ Hz, (simulación en Matlab).

Para valorar si el campo es o no difuso, es decir qué cantidad de modos afectan al campo acústico, se establece un parámetro denominado densidad modal.

El número de nodos que están por debajo de una frecuencia f para un recinto rectangular de volumen V , de superficie transversal S y longitud longitudinal L es [53]:

$$N = \frac{4\pi}{3}V\left(\frac{f}{c}\right)^3 + \frac{\pi}{4}S\left(\frac{f}{c}\right)^2 + \frac{L}{8}\left(\frac{f}{c}\right) \quad (3.13)$$

Donde c es la velocidad del sonido a temperatura ambiente y es aproximadamente de 343m/s a 20°C [54].

En este ejemplo para una frecuencia de 42,5 Hz, se corresponden dos modos de vibración que están por debajo (1,0,0)-(0,0,1) y (1,1,0).

Si se deriva la expresión respecto la frecuencia, se obtiene la densidad modal.

$$\frac{\Delta N}{\Delta f} = 4\pi V \frac{f^2}{c^3} + \frac{\pi S}{2} \frac{f}{c^2} + \frac{L}{8} \frac{1}{c} \quad (3.14)$$

Según lo descrito se puede observar que mientras el número de modos se incrementa con el cubo de la frecuencia, la densidad modal lo hace con el cuadrado de esta.

Por lo tanto, si se encapsula una fuente de sonido en un recinto menor se consigue disminuir la densidad modal.

Por otro lado, una de las frecuencias propias de este encapsulamiento de baja densidad modal debe aproximarse al máximo a la frecuencia dominante de la máquina ya que si existe baja densidad modal y los modos propios están lo suficientemente alejados se disminuye el peso de la energía potencial residual [13] y el control activo posee mayor rendimiento.

En la siguiente expresión puede observarse, la relación entre la energía potencial residual y la de un pico de frecuencia de resonancia concreto.

$$E_{po}(\omega_n)/E_{pp}(\omega_n) = 1 - (1/(1+M(\omega_n))^2) \quad M(\omega_n) < 1 \quad (3.15)$$

$$\text{Donde } M(\omega_n) = n(\omega_n) \cdot \Delta(\omega_n) \quad (3.16)$$

Siendo $E_{po}(\omega_n)/E_{pp}(\omega_n)$ la relación entre la energía potencial residual y la del pico de la frecuencia de resonancia y $M(\omega_n)$ la superposición modal, es decir, el número de modos propios $n(\omega_n)$ por debajo de la frecuencia de resonancia por la contribución debido al ancho de banda de cada modo $\Delta(\omega_n)$.

Si la densidad modal es muy alta y por tanto también la superposición modal $M(\omega_n)$, la energía potencial residual podría llegar a ser próxima a un 75% de la energía potencial del pico de frecuencia de resonancia.

Si la densidad modal es muy baja la energía potencial residual puede llegar a ser nula.

3.5.2 Control activo global y local en recintos

Uno de los retos del control activo es la cancelación de ruido en recintos.

Existen dos estrategias básicas para reducir el ruido en un recinto: de forma global y de forma local.

Cancelar de forma global significa reducir el ruido en todos los puntos del recinto. El método consiste en cancelar las frecuencias propias del recinto. El número de micrófonos de error y de fuentes necesarias aumenta en función del incremento de la frecuencia que produce más número de modos propios en función del tamaño del recinto, por lo que cancelar en grandes recintos o a altas frecuencias es inviable. Existe otra forma de cancelar de forma global consistente en situar la fuente secundaria muy cerca de la fuente principal, pero es necesario que las fuentes sean del mismo tipo.

Cancelar de forma local significa cancelar en ciertos puntos del recinto. Normalmente estos puntos los definen los micrófonos de error del sistema que si se sitúan cerca de la fuente secundaria es posible cancelar en cierta posición sin incrementar el ruido en otras zonas del recinto [55]. El espacio en torno al micrófono en que se cancela el ruido, zona de silencio [56], es aproximadamente del tamaño de una esfera de diámetro $\lambda/10$. Donde λ es la longitud de onda, es decir un área muy pequeña [15].

Por ejemplo, para una frecuencia de 250 Hz el diámetro de esa circunferencia sería de 14 [cm], y para 500 Hz de 7 [cm], la mitad. Para crear áreas de silencio mayores deben crearse mallas de micrófonos de error. En apartados posteriores se detalla con mayor profundidad este tema.

Según las referencias, la mínima frecuencia por debajo de la cual el campo no es difuso y es posible la cancelación global por control activo es llamada de Schroeder [57] y es:

$$f_g = 700 \sqrt{\frac{T_r}{V}} \quad (3.17)$$

Donde: f_g es la frecuencia límite de control global [Hz]
 T_r es el tiempo de reverberación [s]
 V es el volumen del recinto [m^3]

Siendo según Sabine el tiempo de reverberación [58]:

$$T_r = \frac{0,162V}{\sum \alpha_i S_i} \quad \text{si} \quad \alpha_i < 0.2 \quad (3.18)$$

Donde: T_r es el tiempo de reverberación [s]
 α_i son los coeficientes de absorción de las superficies del recinto [m/s]
 S_i son las superficies de las paredes del recinto [m^2]
 V es el volumen del recinto [m^3]

Por ejemplo, en la sala donde se realiza el ensayo (de 8x8x3,25[m]) el coeficiente de absorción a 125 Hz, según su material de construcción [2] es aproximadamente de $\alpha_i = 0,1$ [m/s] y por tanto teóricamente de $T_r = 1,45$ [s]. En un ensayo experimental realizado en la sala del estudio resulta que $T_{60} = 1,2$ [s]. La frecuencia a partir de la cual no puede realizarse un control global es, tomando este último valor, de $f_g = 53$ [Hz], cuando las frecuencias de emisión de las máquinas son normalmente superiores. Este problema es el que se intentará solucionar mediante el encapsulamiento activo.

3.5.3 Ejemplo de control activo global en recintos

En los aviones medianos, de aproximadamente unos 50 asientos, suele ser más eficiente utilizarse sistemas propulsores de hélice que reactores. El ruido producido por las palas de estos es fuertemente tonal y de baja frecuencia por lo que su cancelación por medios pasivos sería difícil y aumentaría en exceso el peso del avión [61]. En cambio, podría abordarse perfectamente mediante control activo ya que las condiciones son idóneas.

Los primeros ensayos de control activo realizados en aviones fueron a partir de 1988 por Elliott [59], Dorling [60]... En estas pruebas se consiguió reducir 14 [dB] la frecuencia propia fundamental de 88 Hz utilizando 16 altavoces de bajo peso y 32 micrófonos de error. Las atenuaciones de los armónicos fueron muy pequeñas debido al incremento de densidad modal que dificultaba el control. Se consiguieron mayores atenuaciones de dichas frecuencia situando los altavoces cerca del fuselaje (vibrante) a la altura de los motores, pero sólo se canceló en los micrófonos de error, consiguiendo en este caso controles locales. Además al variar el régimen de trabajo y la velocidad, el sistema respondía con lentitud. La reducción total conseguida en el conjunto de los tres primeros armónicos fue de 7 dBA [61].

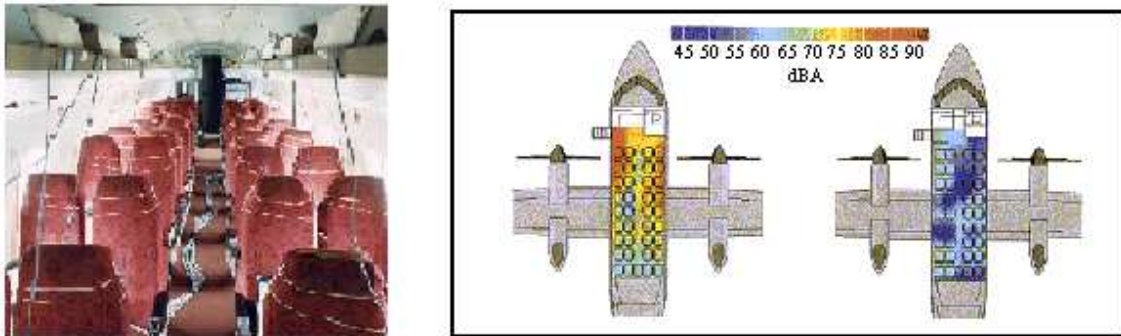


Fig. 3.13 Distribución de altavoces y micrófonos de error en un SAAB 2000 y cancelación global en un bombardero Q400. (fuente: Ultra Electronics Ltd)

Actualmente se utilizan sistemas comerciales en este tipo de aviones pero en los que se han sustituido los altavoces por actuadores estructurales que son capaces de atenuar el ruido en el interior de la cabina de pasajeros [62] generando un campo acústico atenuador y a su vez reduciendo las vibraciones en el fuselaje. Estos actuadores son además, fáciles de integrar en el fuselaje en el proceso de fabricación del avión, reduciendo los costes totales.

Estos actuadores han evolucionado y se tiende a utilizar los de tipo electromagnético.

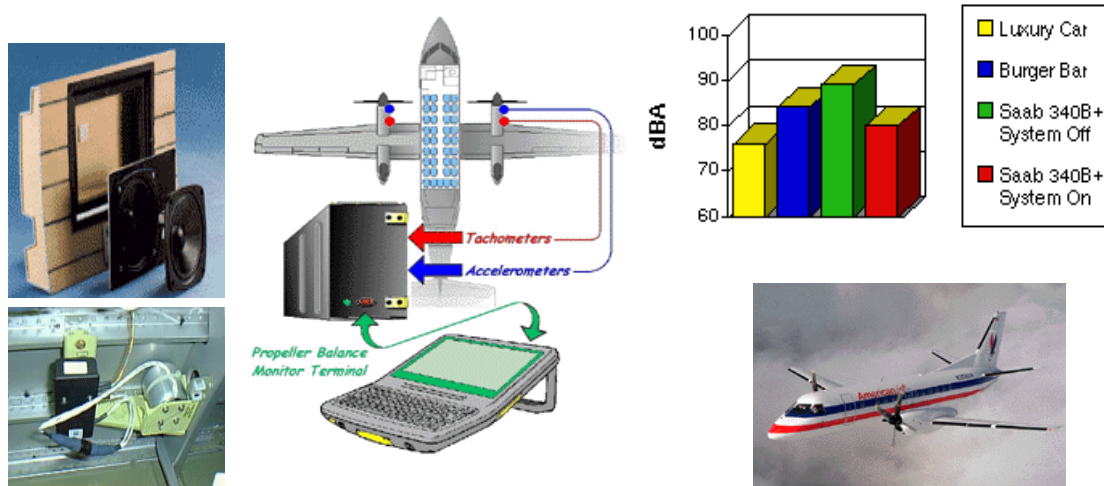


Fig. 3.14 Sistema de reducción de ruidos y vibraciones del Saab 340 B (Fuente: Ultra Electronics Ltd)

Ejemplos de este tipo de control global son los utilizados en los Saab y en los Q dash 8. En el Q400, el sistema consta de 42 actuadores electromagnéticos y 88 micrófonos. Los resultados obtenidos tras el control [16] pueden apreciarse en la figura 3.13 y la figura 3.14 para el Q400 y Saab340 respectivamente y que son del orden de 10[dBA].

También se han conseguido reducciones de ruido en aviones medianos con reactores situados junto a la cola como los Challenger, F28 y Citation II pero del orden de 5[dBA]. En el caso de aviones de cabinas mayores, este sistema no es viable y se utilizan controles locales en los asientos.

En otras aplicaciones, como en el caso de automóviles, en que el ruido de rodadura de los neumáticos y del motor no es tan claramente tonal y es más variable, se tiende a utilizar elementos pasivos, controles activos locales y silenciadores activos en los tubos de escape de gases [43].

Existe un proyecto de investigación del CYCIT dentro del plan nacional 1999, denominado “Reducción del ruido de baja frecuencia radiado por fuentes encapsuladas mediante una tecnología híbrida de control pasivo-activo” realizado por el CSIC [63] en que se encapsula un motor de combustión de una Nissan Vanette Cargo y se valoran los resultados en la cabina del vehículo siendo interesantes las atenuaciones conseguidas a algunas frecuencias. Este estudio se diferencia de esta tesis en que la cancelación se aborda en el tubo de escape, como si se tratase de cancelar el ruido de un conducto y por tanto no se plantea la atenuación como una reducción de la densidad modal, sino como un medio para evitar la propagación del ruido por medios pasivos. El problema de este sistema es que no se logra disminuir el ruido transmitido por las paredes del encapsulamiento, sólo del escape. Se han hallado otros ejemplos similares en la bibliografía [64].

Otro proyecto similar es el del encapsulamiento de un grupo electrógeno, por el mismo procedimiento, llevado a cabo también por el CSIC [65].

En el laboratorio de mecánica y acústica (LEAM) de la ETSEIAT se realizó una tesis doctoral en que se propone aislar el exterior de un recinto de una fuente de ruido

mediante un encapsulamiento pasivo de ésta y un control activo local en la rendija (u obertura) de ventilación [66]. En la misma línea el mismo grupo propuso el método de descarga acústica que consiste en disminuir la presión sonora sobre la fuente generadora de ruido para reducir su potencia de emisión. Aunque con este método se puede conseguir una cancelación global, tiene el inconveniente de que la fuente secundaria debe estar muy próxima al foco de ruido y existe gran dependencia de la posición relativa entre la fuente primaria y el micrófono de error por lo que sólo puede cancelarse una frecuencia en concreto y que la fuente debe estar semi-encapsulada [67].

En grandes salas, sólo se encuentran referencias de utilización del control activo para la variación de las condiciones de contorno de auditorios de música, pero no para la cancelación o atenuación del ruido [58]. Tampoco se encuentran referencias de aplicación de control activo de ruido global en industrias.

Aunque está en fase de estudio, no se puede ignorar que debido a la aparición de la nanotecnología, se están desarrollando sistemas de pieles anti-ruido que pueden revolucionar el campo del control activo. Estos sistemas se basan en el recubrimiento con superficies (pieles) que contienen minúsculos micrófonos y actuadores [68]. Esta tecnología aplicada al control activo es investigada en el campo militar para ocultación de vehículos y naves submarinas a sistemas de sonar [69] y para el rechazo a interferencias.

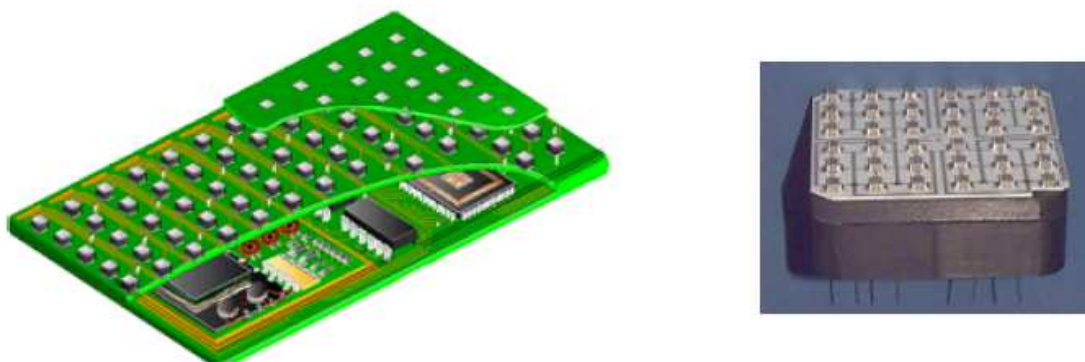


Fig. 3.15 Sistema de encapsulado de redes de sensores y actuadores. (Fuente: Signal Systems Corporation)

Es posible que estas tecnologías faciliten en el futuro la eliminación de resonancias para ondas de baja frecuencia en las paredes de naves industriales y maquinaria, aunque los encapsulamientos activos seguirían siendo más eficaces, ya que se evitarían gastos innecesarios, dado las dimensiones reducidas de las “pieles” necesarias y la posibilidad de cancelación en un mayor abanico de frecuencias.

4. ESTRUCTURA DE LA TESIS

4.1 Introducción

Esta tesis doctoral pretende demostrar que, introduciendo una fuente de ruido en un encapsulamiento adecuado se logra disminuir la densidad modal de su campo acústico, y por tanto, se puede conseguir la cancelación global por control activo del ruido generado por ésta en un recinto de grandes dimensiones, donde de forma directa sería totalmente imposible realizarlo con los medios actuales.

Muchas veces son las propias fuentes las que están encapsuladas por lo que se puede aplicar el mismo concepto para reducir el ruido. Es lo que ocurre, por ejemplo, con el ruido de un ventilador de un ordenador personal.

4.2 Parte experimental de la tesis

Para demostrar todos los conceptos teóricos que se tratan en esta tesis se ha enfocado como un trabajo teórico experimental.

Se ha realizado el control activo con una fuente real, un motor eléctrico, y se ha comparado con los resultados teóricos para las frecuencias fundamentales.

Posteriormente se han emitido las frecuencias fundamentales del motor con una fuente monopolar, como es un altavoz, y se ha realizado el control activo para comparar ambos casos y ver su similitud.

Todas las fuentes de ruido se han encerrado junto a los elementos de control en una cápsula (encapsulamiento activo) de 280x280x3550 [mm] de paredes de 19 [mm] de grosor y de madera contrachapada situada en un recinto (exterior) de dimensiones 8000x 8000x3250 [mm]. Dicho recinto exterior no es una sala ideal, ya que existen elementos en su interior que pueden distorsionar el campo acústico (armarios, chapas embutidas, mesas...), de esta forma se pretende demostrar que si se puede cancelar en dicho espacio es probable que se pueda realizar en cualquier espacio independientemente de su forma geométrica o sus características.

Para validar los resultados se ha monitorizado el espacio, construyéndose una malla lineal de 41 micrófonos en el interior del encapsulamiento y una malla cuadrada de 25 micrófonos en el recinto situados en un mismo plano, a la altura de 1700 [mm] desde el suelo. Con esta monitorización se ha podido conocer los valores de presión acústica antes y después del control activo y para verificarse la consecución del control global tanto en el interior de la cápsula, como en el recinto exterior.

Finalmente se ha cancelado el ruido del ventilador de un ordenador personal que como se mostrará, en el apartado correspondiente, es un caso particular de encapsulamiento activo.

4.3 Estructura de la tesis por capítulos

El contenido de esta tesis se ha estructurado de la forma en que se indica a continuación.

En los *primeros capítulos, 1, 2, 3, 4*, se describen los **objetivos básicos** de la tesis, así como el **estado del arte y estructura**.

Posteriormente, en el *capítulo 5*, se estudia la **transmisión** de las ondas acústicas a través de diferentes medios y la dependencia del campo acústico a las impedancias de las fronteras de un encapsulamiento o de un recinto.

Para determinar la **impedancia** de las paredes de un encapsulamiento se han desarrollado dos metodologías, una teórica a partir de ecuaciones halladas en las referencias y otro experimental mediante el procedimiento que normalmente se aplica en los tubos de Kundt. El objetivo es demostrar que se llega a resultados concordantes.

En una segunda fase se parte de la hipótesis de simplificación de que sólo se transmite el ruido en las tapas de los extremos del encapsulamiento. Por esta razón, se pretende encontrar la **velocidad de vibración** de las tapas del encapsulamiento a partir de dos métodos, de los que se esperan resultados coincidentes.

El primer método es teórico y se basa en la onda estacionaria formada en el interior del encapsulamiento y la impedancia de las paredes para la frecuencia de emisión. En las hipótesis de partida se ha supuesto que la fuente es monopolar, la onda en el interior del recinto es plana y que las paredes de los extremos del encapsulamiento vibran como un pistón cuya superficie es igual que la membrana de la fuente. Este procedimiento se ha validado mediante mediciones de niveles de presión sonora en el interior del encapsulamiento y de la potencia emitida en el exterior del encapsulamiento.

El segundo procedimiento es semi-experimental y se basa en la pérdida de potencia por encapsulamiento. Se valora dicha pérdida analizando la potencia radiada por la fuente antes y después del encapsulamiento.

Este método permite escoger las **dimensiones del encapsulamiento y posición de la fuente** óptima para garantizar una máxima reducción.

Finalmente se describen los **modos de vibración del encapsulamiento** obtenido por elementos finitos para encontrar los puntos donde existe máxima vibración y por tanto máxima transmisión.

A partir de los resultados de la simulación, se ha considerado válido partir de la hipótesis de que la fuente encerrada en el encapsulamiento se comporta como si se tratasen de **varias fuentes puntuales** situadas en los puntos de máxima vibración de la cápsula y cuya magnitud se halla a partir de las velocidades de vibración obtenidas y adaptadas a la amplitud de la vibración en sus modos.

La finalidad última de este capítulo es la de conocer la onda transmitida resultante que se emitirá en el recinto exterior. Este capítulo se ha corroborado con los resultados

experimentales del campo acústico (interior) formado con el altavoz a diferentes frecuencias.

En el *capítulo 6*, se han formulado en una primera fase, las **ecuaciones** particulares de una **onda plana en el interior de una cápsula** en función de las características de esta. Esta formulación de la onda acústica (no modal) describe la ecuación aguas abajo y aguas arriba en función de las impedancias del encapsulamiento, posición de la fuente, frecuencia de emisión y si el tubo está en resonancia o no con dicha frecuencia. Se utiliza dicha formulación porque describe con mayor exactitud el efecto de las impedancias de las paredes, aunque no describe con exactitud el resultado del control activo, pues no se tienen en cuenta los residuos. Tras su obtención, se validarán dichas ecuaciones con datos que se han obtenido experimentalmente.

Estas ecuaciones se han encontrado expresamente para esta tesis ya que no se han hallado en la bibliografía.

En una segunda fase de este capítulo se han descrito las **ecuaciones** que describen el **campo acústico** en el **recinto exterior**. En estas se ha utilizado la formulación modal ya que describe con más exactitud la cancelación por control activo, ya que se tiene en cuenta no sólo la magnitud de la onda a la frecuencia fundamental sino los residuos provocados debidos a los modos propios del recinto.

Con estas ecuaciones se permite estudiar teóricamente en los próximos capítulos el control activo y sus parámetros para una cancelación óptima en función de diferentes situaciones y aplicaciones.

En el *capítulo 7*, se ha descrito el **control activo en el interior** de la cápsula producido por una **fente situada en el interior** de este, con el objeto de determinar las dimensiones del encapsulamiento para asegurar la **cancelación óptima** del ruido, así como los parámetros adecuados del control en función de la frecuencia de emisión (situación del altavoz primario, número y situación de los altavoces secundarios, situación de los micrófonos de referencia y error, filtros...).

Este apartado se corroborará con los resultados experimentales de la atenuación conseguida tras el control activo en el interior del encapsulamiento con diferentes configuraciones para un altavoz como foco de ruido.

A continuación, en el *capítulo 8*, se han estudiado las **técnicas de control activo** en el **recinto exterior**. Se ha descrito en qué consiste el control local y global y se ha optado por el global.

Se han mostrado cuales son los **métodos** que se utilizan actualmente, a nivel de laboratorio, para realizar el **control global** con **baja y alta densidad modal** y se han especificado las ventajas e inconvenientes.

Se ha calculado a partir de la formulación modal el campo acústico generado por una fuente puntual no encapsulada y los **resultados teóricos de la cancelación** en función de la **frecuencia** de emisión, la **posición de la fuente secundaria** y según los **diferentes métodos** para comprobar su eficacia y validez.

Se han explicado las ventajas de encapsular una fuente de ruido y se ha enunciado el fundamento de esta tesis: **si se cancela el campo acústico de forma global en el interior del encapsulamiento se cancela también en el recinto exterior y de forma global.**

Se ha comentado la causa de la utilización del **encapsulamiento activo**, cuándo es conveniente su aplicación y se han destacado sus **ventajas**.

En el *capítulo 9*, se han mencionado las características del motor cuyo ruido se desea cancelar y se ha procedido a describir los **ensayos de control activo realizados** para el **motor encapsulado**.

En estos ensayos se pretende determinar la **bondad del control** comprobando la consecución de la atenuación global en el recinto, midiendo la presión acústica en 25 micrófonos repartidos en un plano de la sala antes y después del control activo, y se ha verificado si existe reducción de los valores medios de presión sonora en estos. Se han validado para diferentes configuraciones de control y se han extraído las oportunas conclusiones.

Posteriormente, en el *capítulo 10*, se han **comparado los resultados experimentales con el modelo teórico** y se ha determinado un **factor de rendimiento** que ha permitido **prever los resultados experimentales** para la principal frecuencia fundamental del motor, **a partir del modelo teórico**.

En el *capítulo 11* se ha realizado el **control activo** para las frecuencias fundamentales del motor **mediante fuentes monopolares** (altavoces). El objetivo que se pretende conseguir es el de **prever el resultado obtenido mediante la fuente de ruido real (motor) a partir de simulaciones más sencillas mediante altavoces**.

Se ha determinado a partir de los datos obtenidos un **factor de rendimiento** entre ambos.

En el *capítulo 12* se han **comparado los dos sistemas de predicción: modelo teórico y simulación con altavoces** con los resultados obtenidos para el control activo con la fuente real (motor) y se han extraído las conclusiones pertinentes.

En el *capítulo 13*, se ha realizado una **aplicación práctica** de esta teoría en la **cancelación por control activo del ruido de un ventilador de un ordenador personal**.

Finalmente en el *capítulo 14*, se han enumerado las **conclusiones, aportaciones, simbología y referencias** de esta tesis doctoral.

5. TRANSMISIÓN DEL SONIDO A TRAVÉS DE PARTICIONES, ENCAPSULAMIENTOS.

5.1 Introducción

En este capítulo se estudia cómo se transmite el sonido generado por una fuente de sonido monofrecuencial a través de las paredes de un encapsulamiento.

En el interior de un encapsulamiento, cuya longitud es mucho mayor que su sección transversal, una fuente monofrecuencial genera una onda plana que se desplaza hasta llegar a uno de sus extremos y donde parte de ella se refleja. El hecho de que en un encapsulamiento existan dos ondas que viajan en sentidos opuestos hace que estas ondas se combinen, por el principio de superposición y que haya una distribución del estado de presión, en la cual los puntos de presión cero (nodos) se sitúan siempre en el mismo lugar, y los puntos de máxima presión (vientres) oscilan entre los valores máximos positivos y negativos en el tiempo. De esta forma, debido a que los nodos están fijos, en el tiempo, se forma una onda estacionaria.

La presión de la onda estacionaria, es la suma de dos ondas de amplitud compleja A y B que viajan en sentidos opuestos [70]. Siendo ω la frecuencia angular, k el número de onda, t el tiempo desde el inicio de la perturbación y x la posición en el encapsulamiento.

$$\tilde{p} = \tilde{A}e^{j(\omega t - kx)} + \tilde{B}e^{j(\omega t + kx)} \quad (5.1)$$

Donde las amplitudes complejas A y B vienen determinadas únicamente por las condiciones de frontera de los extremos del encapsulamiento.

En el hipotético caso en que las paredes fueran totalmente rígidas en los extremos, A sería igual a B por lo que la presión acústica en cualquier punto sería.

$$\tilde{p} = \tilde{A}(e^{j(\omega t - kx)} + e^{j(\omega t + kx)}) \quad (5.2)$$

A partir de la aplicación de la ecuación de Newton en un fluido no viscoso y para procesos acústicos de pequeña amplitud se deduce que la velocidad de la partícula asociada es [6]:

$$\tilde{u} = \left[\frac{\tilde{A}}{\rho_0 c} e^{j(\omega t - kx)} + \frac{\tilde{B}}{\rho_0 c} e^{j(\omega t + kx)} \right] \quad (5.3)$$

En los recintos reales no existe una reflexión total, ya que debido a que las paredes no son totalmente rígidas, parte de la energía se absorbe por la pared disipándose en calor o transformándose en el movimiento de la propia pared.

Debido a este movimiento de la pared, parte de la energía se transmite al exterior del encapsulamiento generando una nueva onda que viaja por el recinto exterior.

A continuación se va a determinar la parte de la energía que se transmite desde el encapsulamiento hacia el recinto exterior en el supuesto de que la onda en el interior de éste es plana y que en el encapsulamiento viaja como en una guía de ondas, por lo que teóricamente no incide sobre las paredes laterales y sí sobre la dirección normal en los paneles extremos.

Para ello, en primer lugar se estudiará el modelo teórico que define la impedancia acústica propia de las paredes de los extremos en función de la frecuencia de la perturbación.

Posteriormente, se realizará la comprobación de este modelo a partir de los datos experimentales obtenidos para un altavoz situado en un extremo del encapsulamiento emitiendo a una frecuencia de 192 [Hz], que es una de las frecuencias principales de emisión de un motor cuyo ruido se pretende cancelar en esta tesis.

Se van a utilizar dos métodos distintos para la valoración de la impedancia de las paredes del tubo:

1. El primero consiste en calcular los términos de la impedancia a partir de la frecuencia propia teórica de los paneles extremos y del coeficiente de absorción teórico para la frecuencia a estudiar, citado en la bibliografía para el material del cual está fabricado el encapsulamiento.
2. El segundo consiste en considerar el encapsulamiento como un tubo de Kundt y obtener la impedancia experimentalmente a partir de la diferencia entre los niveles máximo y mínimo en el conducto y la distancia del nodo de la onda estacionaria formada respecto de la pared.

5.2 Características del encapsulamiento

Se ha utilizado en los ensayos un tubo de sección cuadrada, tapado en los extremos, de madera contrachapada de aproximadamente 18 [mm] de espesor.

Las dimensiones del tubo son aproximadamente de sección interior de 280 x 280 [mm²] y 3550 [mm] de longitud.

Como puede observarse en la fotografía de la [figura 5.2](#) el conducto está apoyado sobre una viga de madera que descansa sobre tres pies, a una altura media de 1140 [mm]. En su interior se ha colocado un altavoz conectado a un generador de frecuencias para generar ondas sonoras monofrecuenciales.

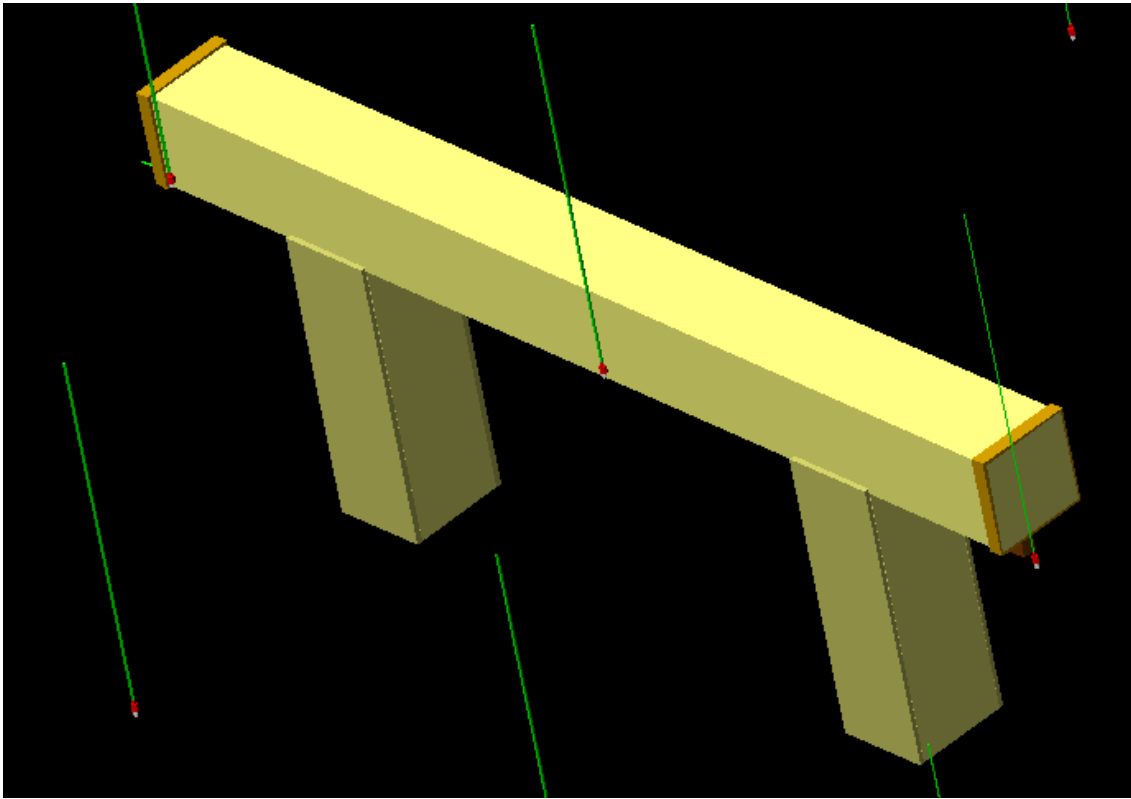


Fig. 5.1 Dibujo tridimensional del encapsulamiento utilizado en esta tesis.



Fig. 5.2 Fotografía del encapsulamiento utilizado en esta tesis.

5.3 Impedancia y reflexión en la superficie de un sólido con incidencia normal de las ondas acústicas

5.3.1 Fundamentos teóricos de la transmisión

Cuando una onda plana incide normalmente sobre una pared totalmente rígida y cuyo coeficiente de reflexión es igual a uno, dicha onda incidente se refleja con la misma fase y no hay transmisión de la onda en la pared hacia el recinto exterior.

En el caso de que la superficie no sea completamente rígida, parte de la energía se refleja y el resto se absorbe por la pared. Se forma una onda reflejada que viaja en una fase diferente y en dirección opuesta a la onda incidente, por el interior del encapsulamiento, y una onda que se transmite por la pared hasta el medio existente tras ésta. Normalmente, la onda se transmite por el movimiento de dicha pared y en el caso de que no sea porosa, la velocidad normal en el fluido, cerca de la pared, será igual a su velocidad de vibración.

Debido a que el panel de las paredes del encapsulamiento es relativamente delgado, se supone que la pared no es totalmente rígida y de sección transversal pequeña, de forma que sólo se transmitirán las ondas cortantes y no longitudinales.

En la [figura 5.3](#) se muestran la presión acústica de la onda incidente p_i , la onda reflejada p_r y la transmitida p_t .

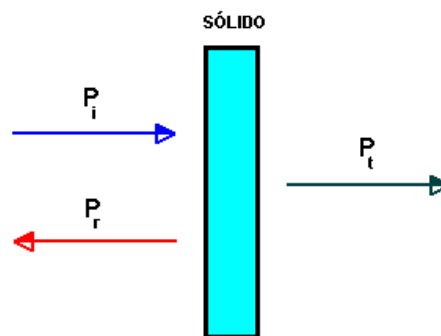


Fig. 5.3 Presión acústica de las ondas incidente, reflejada y transmitida.

Sea la impedancia acústica la resistencia al movimiento que ejercen las partículas. Si se describe el comportamiento de la onda en función de la impedancia acústica, tal como la relación entre la presión y velocidad de las partículas de fluido, en la dirección normal a un sólido, se define la impedancia incidente normal a la superficie de la pared como:

$$\tilde{z}_n = \frac{P}{\bar{u} \cdot \hat{n}} \tag{5.4}$$

Donde \hat{n} es el vector unitario perpendicular a la superficie de la pared.

Como la presión acústica no siempre está en fase con la velocidad de la partícula en la superficie del sólido la impedancia suele ser compleja.

$$\tilde{z}_n = r_n + jx_n \tag{5.5}$$

Donde r'_n es la componente resistiva y x_n la reactiva

Se conoce como impedancia acústica específica como la característica del medio en que se propaga la onda:

$$\tilde{\zeta} = \frac{\tilde{z}_n}{\rho_0 c} \quad (5.6)$$

Aplicando la continuidad en la interfase en $x = 0$ (en la pared) se debe cumplir:

$$\left. \begin{aligned} p_i + p_r &= p_t \\ u_i + u_r &= u_t \end{aligned} \right\} \quad (5.7)$$

Por lo que la impedancia específica en $x = 0$ puede escribirse como:

$$\tilde{z}_n = \frac{p_i + p_r}{u_i + u_r} \quad (5.8)$$

Se define el coeficiente de reflexión R en función de la presión y de la velocidad de la partícula en la superficie como:

$$\left. \begin{aligned} R &= \frac{P_r}{P_i} \\ R &= \frac{-u_r}{u_i} \end{aligned} \right\} \quad (5.9)$$

El coeficiente de reflexión es un número complejo ya que puede existir un cambio de amplitud y fase (χ) en la pared.

$$\tilde{R} = |R| e^{j\chi} \quad (5.10)$$

Relacionando el coeficiente de reflexión con la impedancia específica se obtiene:

$$\tilde{R} = \frac{\tilde{\zeta} - 1}{\tilde{\zeta} + 1} \quad (5.11)$$

El coeficiente de absorción α [58] y el coeficiente de reflexión están ligados por la relación:

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (5.12)$$

Relacionando el coeficiente de absorción con la impedancia específica

$$\alpha = \frac{4 \operatorname{Re}(\tilde{\zeta})}{|\tilde{\zeta}|^2 + 2 \operatorname{Re}(\tilde{\zeta}) + 1} \quad (5.13)$$

Este coeficiente de reflexión y absorción puede tener los siguientes valores límites en función del tipo de pared.

a. Si la pared es totalmente rígida la onda se refleja totalmente y no hay transmisión.

El coeficiente de reflexión es $R = 1$ ya que el ángulo de fase es $\chi = 0$.
 El coeficiente de absorción es $\alpha = 0$.
 La impedancia es infinita.
 La velocidad del fluido en la pared es $u = 0$.

b. Si la pared es totalmente blanda [6] la onda se refleja completamente desfasada y la presión en la superficie de la pared incidente se hace cero.

El coeficiente de reflexión es $R = -1$ ya que el ángulo de fase es $\chi = \pi$
 El coeficiente de absorción es $\alpha = 0$.
 La impedancia es cero.

c. Si la pared es totalmente absorbente no se refleja la onda incidente y dicha onda se desplaza como si no existiese pared.

Los coeficientes de reflexión y absorción son $R=0$ y $\alpha = 1$ respectivamente. Sólo existe una parte real en la impedancia específica. La impedancia específica es $\zeta = 1$. La impedancia de la pared es igual a la del medio $z_{pn} = z_{mn} = \rho_0 c$.

Si en la pared existe reflexión y absorción, que es el caso más común, entonces los valores real e imaginario de la impedancia específica deben cumplir la ecuación (5.13). Es posible expresar dicha ecuación en función de la parte real e imaginaria de la impedancia específica:

$$\text{Re}(\zeta)^2 + \text{Im}(\zeta)^2 - \left(\frac{4}{\alpha} - 2\right)\text{Re}(\zeta) + 1 = 0 \quad (5.14)$$

Expresando esta ecuación como una circunferencia de la forma $(x-a)^2 + (y-b)^2 = r^2$ se obtiene:

$$\left(\text{Re}(\zeta) - \left(\frac{4}{\alpha} - 2\right)\right)^2 + \text{Im}(\zeta)^2 = \left(\frac{2}{\alpha} - 1\right)^2 - 1 \quad (5.15)$$

Se expresan gráficamente estas circunferencias de igual coeficiente de reflexión

cuyo centro está en la coordenada $\left(\left(\frac{2}{\alpha} - 1\right), 0\right)$ y cuyos radios son $r = \sqrt{\left(\frac{2}{\alpha} - 1\right)^2 - 1}$

En la siguiente gráfica se relaciona la parte real e imaginaria de la impedancia específica de una pared en función del coeficiente de absorción. Es apreciable cómo las circunferencias de igual coeficiente de absorción son mayores para menores coeficientes de absorción.

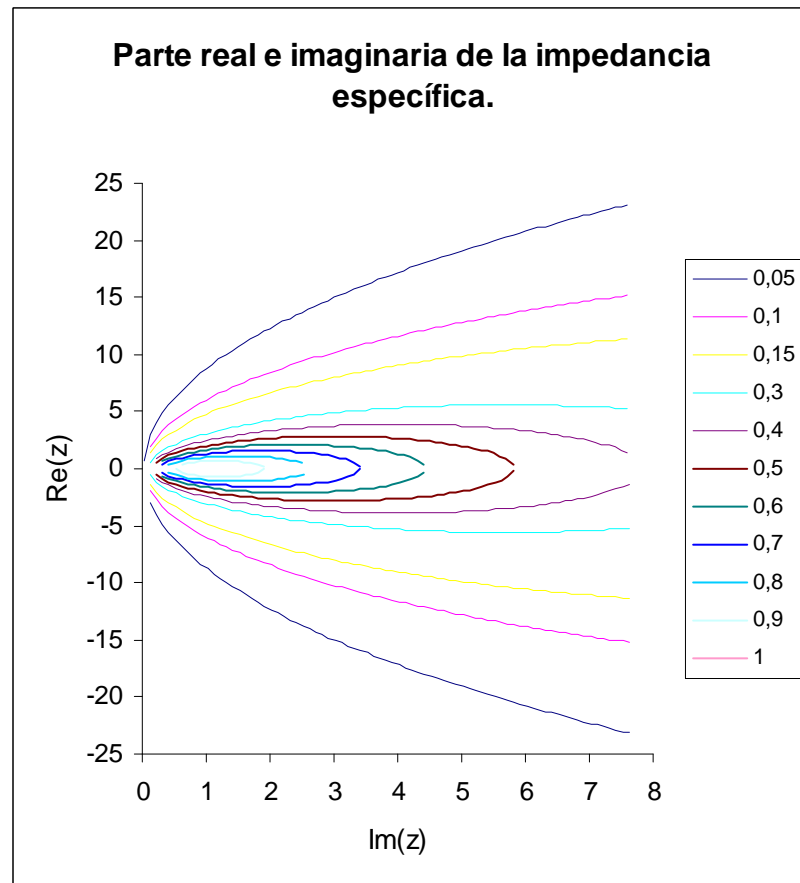


Fig. 5.4 Relación entre la parte real e imaginaria de la impedancia específica.

En los casos extremos

- $\alpha = 0$, la impedancia específica es infinita.
- $\alpha = 1$, la impedancia específica es uno. En este caso la frecuencia propia de la pared debe ser igual a la frecuencia de emisión de la onda sonora.

5.3.2 Método teórico para calcular la impedancia en los extremos del encapsulamiento

El primer método para hallar el coeficiente de reflexión complejo y la impedancia de las paredes del encapsulamiento, se obtiene a partir de los valores del coeficiente de absorción que aparece en tablas y de la frecuencia propia teórica de las paredes de los extremos.

En el caso de contrachapado de madera, el valor del coeficiente de absorción [71], a la frecuencia de 192 [Hz], comprendido para las frecuencias de entre 125 y 250 [Hz] es aproximadamente igual a 0,05. Por lo que el valor absoluto del coeficiente de reflexión es aproximadamente de $|R| = 0,97$.

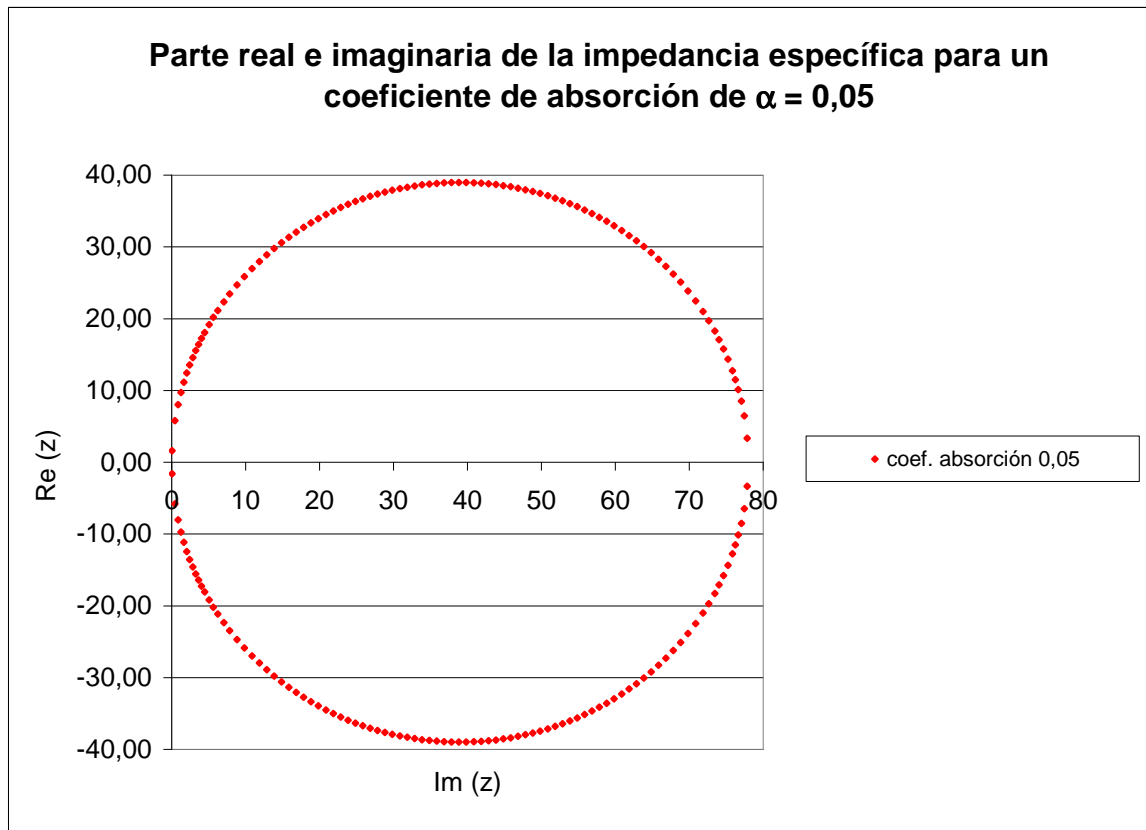


Fig. 5.5 Impedancia específica para el coeficiente de absorción de $\alpha = 0,05$.

Se necesita otra ecuación para determinar una recta o curva de corte y automáticamente se puede determinar la parte real e imaginaria correspondiente a los puntos de intersección con la circunferencia de la impedancia. Para ello se debe estudiar la respuesta del panel frente a una onda sonora.

En el interior del encapsulamiento sea la impedancia total igual a la impedancia de la pared más la impedancia del medio.

$$\tilde{z}_m = \tilde{z}_{pn} + \tilde{z}_{mn} \quad (5.16)$$

De las ecuaciones (5.8) y (5.9) y denominando r a la impedancia en el fluido a la izquierda de la pared, $r = \rho_o c = \tilde{p}_i / \tilde{u}_i$, siendo el fluido aire, $r = 414 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$, se deduce que en la partición la impedancia total es:

$$\tilde{z}_m = \frac{\tilde{p}_i + \tilde{R}\tilde{p}_i}{\tilde{u}_i - \tilde{R}\tilde{u}_i} = \frac{\tilde{p}_i}{\tilde{u}_i} \left(\frac{1 + \tilde{R}}{1 - \tilde{R}} \right) = r \left(\frac{1 + \tilde{R}}{1 - \tilde{R}} \right) \quad (5.17)$$

En la figura 5.6 se muestra una simplificación del comportamiento de la pared, en función de su masa y de los coeficientes de rigidez y amortiguamiento por unidad de área, así como las ondas incidente, reflejada y transmitida.

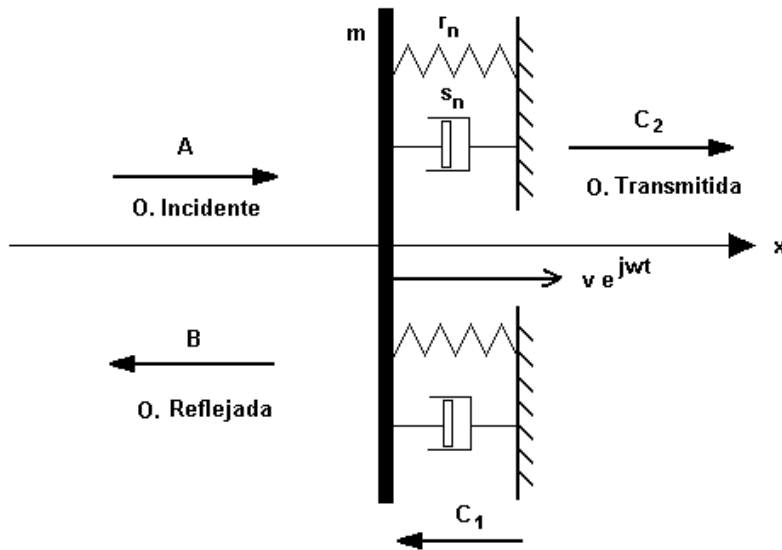


Fig. 5.6 Simplificación de la tapa en los extremos del encapsulamiento, como una pared con una masa y sus correspondientes coeficientes de rigidez y amortiguamiento.

La impedancia de la partición \tilde{z}_{pn} , puede expresarse en función de una parte real debido al coeficiente de amortiguamiento por unidad de área y otra imaginaria debida a la masa m y al coeficiente de rigidez r_n , ambos por unidad de área.

$$\tilde{z}_{pn} = s_n + j(\omega m - (r_n / \omega)) \quad (5.18)$$

La impedancia específica de la partición es:

$$\tilde{\zeta}_{pn} = \frac{s_n + j(\omega m - (r_n / \omega))}{r} \quad (5.19)$$

El coeficiente de reflexión en función de las características de la partición y del medio es:

$$\tilde{R} = \frac{(s_n - r) + j(\omega m - (r_n / \omega))}{(s_n + r) + j(\omega m - (r_n / \omega))} \quad (5.20)$$

Es posible calcular r_n y la masa por unidad de área m a partir de las características de la placa como son la frecuencia natural, la densidad y dimensiones de la placa.

Se parte de la hipótesis de que sólo vibran las placas de los extremos y que se comportan como placas cuadradas apoyadas en sus bordes.

Para calcular, en este caso, la masa de uno de los paneles de los extremos del encapsulamiento, que es cuadrado de lado $l = 0,316$ [m], de espesor $h = 0,018$ [m], y con una densidad del material [72] de 600 [kg/m³], la masa será:

$$M = 0,846 \text{ [kg]}$$

Se han pesado los paneles para validar los datos de partida.

Se puede expresar también como masa por unidad de la superficie de la forma:

$$m = 10,8 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

Se considera que el panel está apoyado por lo que éste permite cierto movimiento [73]. Se ha calculado también la frecuencia propia de un panel de estas características apoyado en sus bordes mediante la fórmula de Ritz [74]. La frecuencia de estudio de 192 [Hz], es próxima a la frecuencia natural calculada para el primer modo de vibración de la placa por lo que los cálculos se realizarán para los modos de vibración de la placa de $n = m = 1$.

Por otro lado se ha comprobado con una sonda de intensidad que a esa frecuencia las líneas nodales se adaptan a las determinadas experimentalmente por Loewenfeld [74] para el primer modo de vibración para una placa de bordes apoyados. La frecuencia propia viene dada por la ecuación:

$$\omega_o = \frac{\pi^2 h}{2} \left(\frac{n_x^2}{l_x^2} + \frac{n_y^2}{l_y^2} \right) \sqrt{\frac{E\kappa}{3\delta(\kappa^2 - 1)}} \quad (5.21)$$

Siendo para el material [72] de la tapas del encapsulamiento:

$$\kappa = 10\gamma$$

h el espesor de la placa 0,018 [m]

l_x y l_y los lados de la placa 0,316 [m]

n_x y n_y los modos propios en las respectivas direcciones ($n_x = n_y = 1$)

E el módulo de elasticidad 5400000000 [N/m²]

γ el módulo de Poisson = 0,35

δ es la densidad = 600 [kg/m³]

Resultando la frecuencia propia de la placa del encapsulamiento para el primer modo de vibración igual a $f_o = 273,55$ [Hz] y siendo la pulsación angular de $\omega_o = 1718,76$ [rad/s]

Como el coeficiente de rigidez es $r_{pn} = \omega_o^2 m$, se deduce que $r_{pn} = 31904849,7$ [kg/m²s²].

Siendo x_{pn} la parte imaginaria de la impedancia de la pared, ésta se obtiene como:

$$x_{pn} = (\omega m - (r_{pn} / \omega)) \quad (5.22)$$

La reactancia depende de la frecuencia de propagación de la onda incidente. En este ejemplo la onda es monofrecuencial de $f = 192$ [Hz], por lo que se aplica la fórmula y se obtiene $x_{pn} = -13418,13$ [kg/m²s]

La parte imaginaria de la impedancia específica de la pared según $\zeta_{im} = x_{pn} / \rho_o c$ es:

$$\zeta_{im} = -32,411$$

Al realizar la intersección en la circunferencia para el coeficiente de absorción $\alpha = 0,05$ se determina la parte real de la impedancia específica. La validación experimental de la

potencia acústica y del ángulo de reflexión, descrito más adelante en el apartado 5.3.3, demuestra que existe una única solución posible que es: 17,331. La única solución posible para la impedancia es:

$$\zeta = 17,331 - 32,411j$$

Es posible calcular a partir de la impedancia específica de la pared el valor del coeficiente de reflexión a partir de la ecuación 5.11.

$$\tilde{R} = \frac{\tilde{\zeta} - 1}{\tilde{\zeta} + 1} = 0,9735 - 0,04675j$$

Puede deducirse el valor del coeficiente de amortiguamiento a partir de la impedancia específica real mediante $s_{pn} = \zeta_{\text{real}} \rho_0 c$.

$$s_{pn} = 7175,18 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$$

Los coeficientes r_{pn} , s_{pn} se suponen constantes en el rango de frecuencia estudiado, debido a que no dependen de la frecuencia. Como la masa por unidad de superficie de las tapas m es también constante, serán los coeficientes de absorción, de reflexión y la impedancia de las tapas quienes variarán en función de la frecuencia.

Finalmente la impedancia de las tapas para 192 [Hz], utilizando la ecuación 5.18 es:

$$\tilde{z}_{pn} = s_{pn} + j(\omega m - (r_{pn} / \omega)) = 7175,18 - 13418,13j \quad \text{[kg/m}^2\text{s]}$$

Como la impedancia del medio (aire) en el encapsulamiento es $z_{mm} = \rho_0 c$, la impedancia total en el interior del encapsulamiento para 192 [Hz] es:

$$\tilde{z}_m = \tilde{z}_{pn} + \tilde{z}_{mm} = 7589,18 - 13418,13j \quad \text{[kg/m}^2\text{s]}$$

Estas impedancias son independientes de la dirección, amplitud o fase de la onda incidente aunque se han determinado únicamente para la frecuencia de 192 [Hz]. Para determinar las impedancias para otras frecuencias debe sustituirse ω para esas otras frecuencias, en la ecuación 5.18 y recalcularse el resto de ecuaciones, siempre en el rango de frecuencias próximas al primer modo de vibración de la placa.

5.3.3 Método experimental para calcular la impedancia en los extremos del encapsulamiento

Puede determinarse el coeficiente de reflexión complejo y la impedancia de las tapas del encapsulamiento por un segundo método a partir de los valores experimentales de presión sonora obtenidos en el interior de este, tras emitir una onda a la frecuencia de estudio 192[Hz] y de potencia acústica arbitraria, y captados mediante micrófonos. De hecho se determinarían estos parámetros con el mismo método utilizado en un tubo de Kundt [6].

Para su determinación se ha situado un micrófono móvil en el punto donde se ha localizado el primer nodo respecto de la pared. La distancia desde el nodo a la pared se le ha denominado d_{\min}

$$d_{\min} = |x| = 0,45 \text{ [m]}$$

A partir de la posición del nodo respecto la pared se puede encontrar el ángulo de reflexión de la pared χ en función de la longitud de onda del sonido emitido λ mediante la [ecuación 5.23](#) [54]:

$$\chi = \pi \left(1 - \frac{d_{\min}}{\left(\frac{\lambda}{4}\right)} \right) \text{ [rad]} \quad (5.23)$$

En este caso $\chi = -2,964^\circ = -0,05 \text{ [rad]}$

Experimentalmente en el encapsulamiento se puede determinar la diferencia entre el nivel sonoro máximo y mínimo, denominado razón de onda estacionaria [6] ROE. Estos valores se hallan con un micrófono en los nodos y los vientres.

Los niveles en vientre y nodo medidos son 106,9 y 69,5 [dB] respectivamente.

$$ROE = 10^{\frac{L_{\max} - L_{\min}}{20}} \quad (5.24)$$

Por lo que el $ROE = 74,13$. Puede calcularse el módulo del coeficiente de reflexión mediante la [ecuación 5.25](#) [6].

$$|R| = \frac{ROE - 1}{ROE + 1} \quad (5.25)$$

En este caso $|R| = 0,973$ y como $\tilde{R} = |R|e^{j\chi}$ se obtiene:

$$\tilde{R} = 0,972 - 0,05j$$

A partir del coeficiente de reflexión puede determinarse el coeficiente de absorción mediante la [ecuación 5.11](#):

$$\alpha = 0,052$$

Conocida la masa por unidad de superficie y la frecuencia de emisión se pueden conocer también las impedancias total y específica de la pared y del medio, así como r_{pn} y s_{pn} .

$$\zeta = 15,85 - 30,38j$$

$$\tilde{z}_{pn} = s_{pn} + j(\omega m - (r_{pn} / \omega)) = 6562,08 - 12577,6j \quad [\text{kg/m}^2\text{s}]$$

$$\tilde{z}_m = 6976,08 - 12577,6j$$

La frecuencia propia del primer modo de vibración de la placa para estos valores será de $f_0 = 269$ [Hz].

Se observa que los valores obtenidos por el segundo método son muy similares a los resultados del primer método ya que sólo difieren en aproximadamente 4 [Hz], por lo que pueden considerarse válidos. A partir de este punto se trabajará con los resultados obtenidos con el método teórico, ya que se quiere obtener un modelo teórico validado de forma experimental.

Si se representa gráficamente el ángulo de fase debido a la reflexión, en función de la frecuencia, para estos paneles extremos del encapsulamiento, el punto de inflexión se corresponde con la frecuencia propia del primer modo de vibración de las paredes f_0 . Debido a que las frecuencias de estudio son cercanas a este modo de vibración no es necesario hallar los modos siguientes.

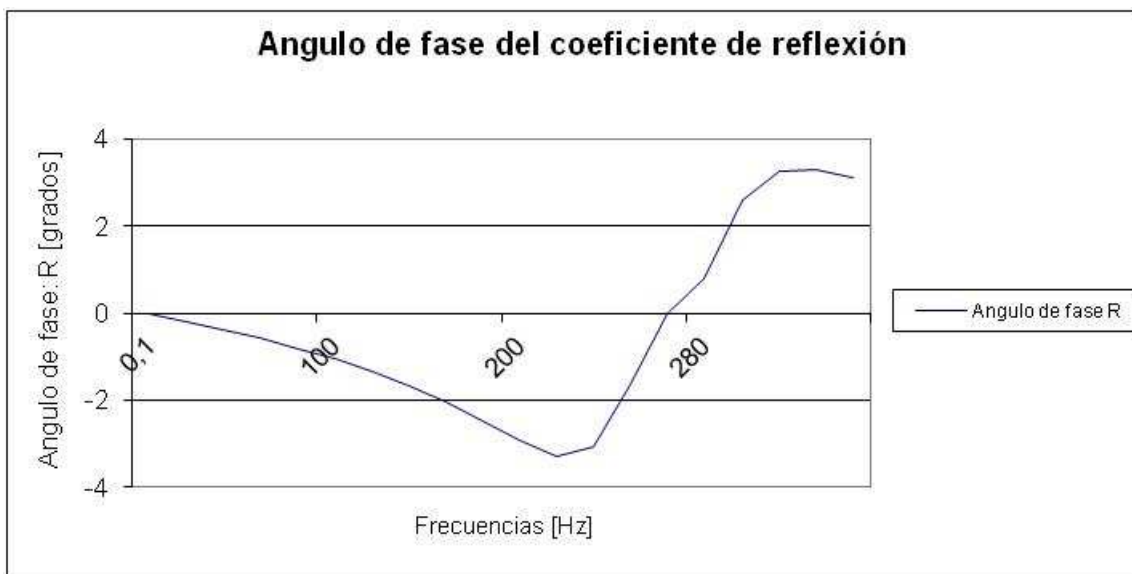


Fig. 5.7 Gráfico que representa el ángulo de fase debido a la reflexión en las tapas en función de la frecuencia del primer modo de vibración.

Se puede dibujar igualmente el gráfico correspondiente al argumento o ángulo de la impedancia total compleja. Esto significa que a valores próximos a la frecuencia de resonancia de la placa, existirá un pequeño desfase de algunos grados que influirá en que la onda sonora, cerca de la pared, no alcance un máximo, sino que disminuya un poco. Este fenómeno se ha comprobado experimentalmente y se explicará en próximos apartados.

Puede observarse en la [figura 5.8](#) que a la frecuencia de resonancia de la placa (tapa) no existirá apenas desfase, para el intervalo de frecuencias estudiadas. La impedancia total relaciona la presión con la velocidad, por lo que a dicha frecuencia no existiría desfase entre estos términos.

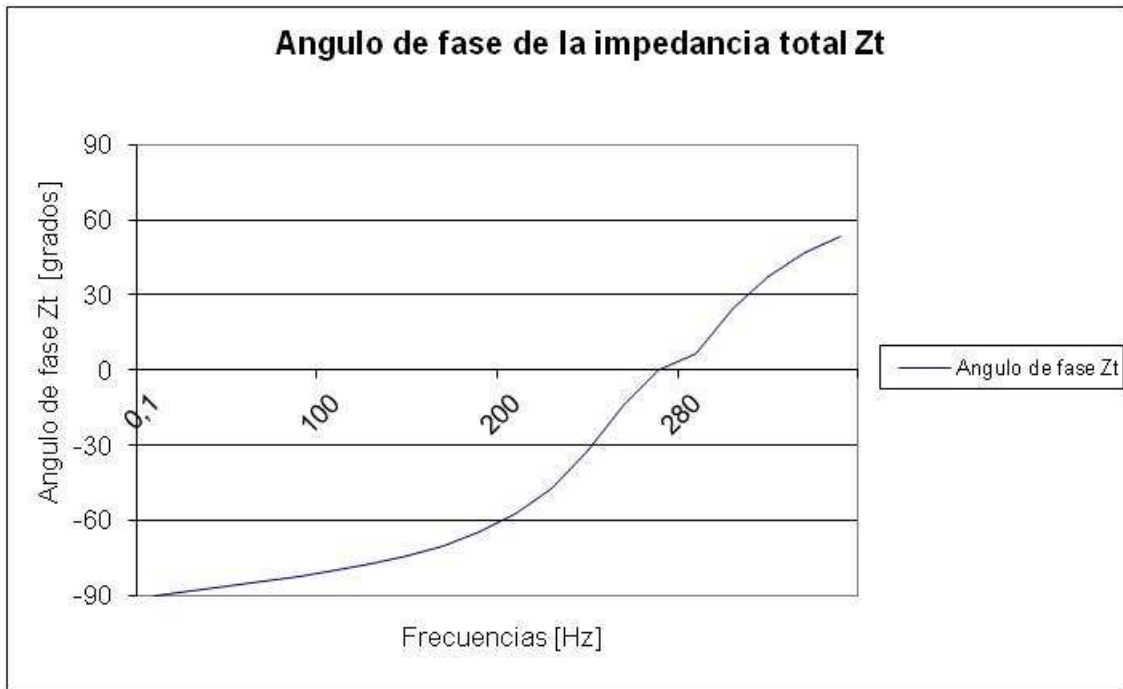


Fig. 5.8 Ángulo de fase de la impedancia total en las tapas en función de la frecuencia, para el primer modo de vibración.

5.4 Transmisión de ondas planas incidentes a través de una partición, en el interior de un encapsulamiento

5.4.1 Simplificación del modelo real

Una vez se ha obtenido la impedancia de las paredes extremas del encapsulamiento se procede a desarrollar un modelo teórico que permita determinar la velocidad de vibración de dichas placas, lo que permitirá tratar el encapsulamiento como una fuente de sonido dentro del recinto.

Como ejemplo de que el modelo es válido se ha medido la presión sonora en un punto en el interior, cercano a una de las paredes del encapsulamiento. Así mismo se ha medido la potencia acústica en el exterior del mismo mediante una sonda de intensidad.

Sea un sistema idealizado de una partición uniforme de impedancia conocida y no flexible, en un encapsulamiento donde existe una fuente de ruido a una distancia L . Se emite una onda plana monofrecuencial de frecuencia f de forma que la velocidad angular es $\omega=2\pi f$.

Inicialmente se supone la hipótesis de que el movimiento de la membrana de la fuente es inexorable, es decir que su impedancia es mucho mayor que la del encapsulamiento y por lo tanto que su velocidad de vibración no se altera por la presencia del encapsulamiento.

La amplitud compleja de la presión en la superficie de la fuente primaria ($x=0$) es:

$$\tilde{p}_o = \tilde{A} + \tilde{B} \tag{5.26}$$

Donde A y B se refieren a la onda incidente y reflejada desde la pared del encapsulamiento ($x = L$) y A_1 y B_1 sus amplitudes respectivas. Como B es la onda reflejada de A se expresa en función del coeficiente de reflexión complejo R.

$$\tilde{p}_i(x,t) = \tilde{A} = A_1 e^{j(\omega t - kx)} \quad (5.27)$$

$$\tilde{p}_r(x,t) = \tilde{B} = B_1 e^{j(\omega t + kx)} = \tilde{R}.A_1 e^{j(\omega t + kx)} \quad (5.28)$$

En la figura 5.9 se representa esquemáticamente el encapsulamiento de longitud L excitado con un pistón en su extremo y que hace vibrar el extremo opuesto (tapa).

Parte de la onda incidente se transmite por la tapa. C_1 representa la onda transmitida, que es absorbida por la pared y C_2 la onda que no es absorbida y que finalmente es emitida desde la pared al medio. Se desea hallar el valor de dicha onda transmitida C_2 .

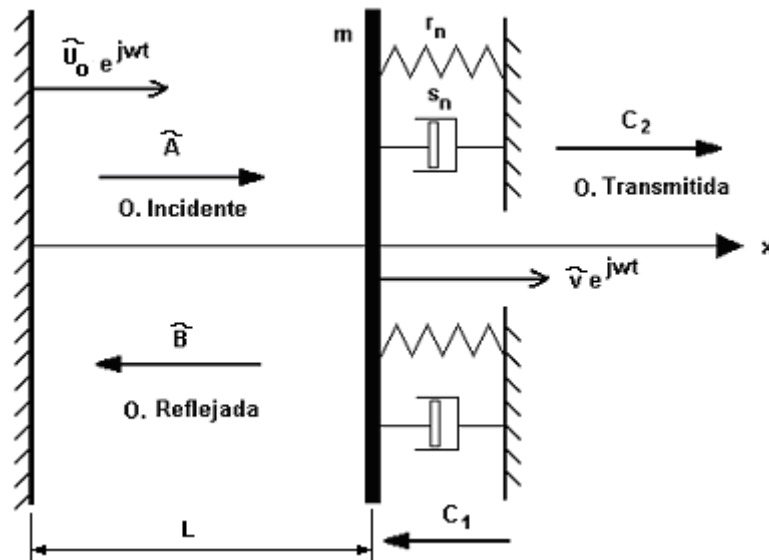


Fig. 5.9 Esquema simplificado del encapsulamiento.

Los pasos que se siguen para hallar el valor de la onda transmitida son los siguientes:

- Se halla el valor de las constantes A y B de la presión acústica en el interior del encapsulamiento a partir de una medición experimental de dicha presión cerca de la tapa y del coeficiente de reflexión calculado anteriormente.
- Se halla a partir de la ecuación de la presión acústica el valor de la velocidad de la membrana del altavoz.
- Se calcula la velocidad \tilde{v} de la tapa del encapsulamiento a partir del valor de la velocidad de la membrana del altavoz.
- Se determina la pérdida por inserción de la potencia acústica al introducir la fuente en el encapsulamiento.
- Se calcula el valor de C_2 , para determinar la presión acústica de la onda transmitida suponiendo que el encapsulamiento sólo irradia por las paredes de los extremos (tapas).

5.4.2 Determinación de la ecuación para determinar la velocidad de vibración en los extremos

La presión de la partícula asociada en la superficie de la fuente primaria ($x = 0$), expresada en función de la velocidad de la partícula y de la impedancia del aire es:

$$\rho_o c \tilde{u}_o = \tilde{A} - \tilde{B} \quad (5.29)$$

Por lo que dicha velocidad de las partículas en la fuente de ruido es.

$$\tilde{u}_o = \frac{\tilde{A} - \tilde{B}}{\rho_o c} \quad (5.30)$$

La presión en el interior del encapsulamiento sobre la superficie de la pared ($x = L$), suponiendo la onda plana, siendo \tilde{z}_m la impedancia total ($\tilde{z}_m = j(\omega m - r_n / \omega) + s_n + \rho_o c$) y \tilde{v} la velocidad de vibración equivalente de la pared, suponiendo su movimiento como un pistón plano será:

$$\tilde{p}_1 = \tilde{A}e^{-jkL} + \tilde{B}e^{jkL} = \tilde{z}_m \tilde{v} \quad (5.31)$$

Puede expresarse en función de la velocidad de la partícula asociada a la superficie de la pared y de la impedancia del aire:

$$\rho_o c \tilde{v} = \tilde{A}e^{-jkL} - \tilde{B}e^{jkL} \quad (5.32)$$

Aplicando que la presión total en la cara interna de la pared (a la izquierda) es la suma de ambas es entonces:

$$\tilde{p}(L)^- = A_1(1 + \tilde{R}) \quad (5.33)$$

Experimentalmente, se ha medido la presión acústica, con un micrófono, en la cara interna de la pared del encapsulamiento, situada a la distancia de $L = 3,55$ [m] de la fuente. El nivel de presión sonora al emitir una onda sonora de una amplitud determinada mediante un altavoz, a la frecuencia de 192 [Hz], es en esa posición de 101,7 [dB], lo que equivale a una amplitud de presión de 3,439 [Pa]. Conocido el coeficiente de reflexión complejo $R = 0,9735 - 0,04675j$, calculado anteriormente, se puede expresar el módulo de la presión como:

$$|p(L)| = 3,439 = A_1 \sqrt{1,9735^2 + 0,04675^2} \quad [\text{Pa}]$$

Por lo que la amplitud de la onda incidente en este caso es de $A_1 = 1,744$ [Pa]. Debido a que la fuente está a una distancia aproximada de la pared $L = n\lambda/2$ (resonancia), donde n es un número entero, la onda incidente está muy poco desfasada si n es par o desfasada casi 180° si n es impar, respecto a la onda de excitación del altavoz. Al situarse en la pared ($x = L$), dicho punto adquiere además la máxima amplitud [75]. En función de dichas observaciones, con el fin de simplificar el problema, como la componente

imaginaria es muy pequeña se supondrá que la onda tendrá sólo componente real y máxima por lo que la onda incidente en la pared es:

$$\tilde{A} = 1,744 \quad [\text{Pa}]$$

Las componentes real e imaginaria de la onda reflejada se calculan multiplicando la amplitud de la onda incidente por la parte real e imaginaria del coeficiente de reflexión respectivamente.

$$\tilde{B} = 1,697 - 0,081j \quad [\text{Pa}]$$

Siendo el ángulo de desfase de $-2,749^\circ$ obtenido:

$$\varphi_B = \arctan\left(\frac{B_{im}}{B_{real}}\right) \quad [\text{rad}]$$

Se puede deducir el valor de la presión total compleja en el interior del encapsulamiento mediante la ecuación (5.31), sustituyendo $e^{jkL} = \cos kL + jsenkL$

$$P_{real} = |A| \cos kL + |B| \cos(kL + \varphi_B) \quad (5.34)$$

$$P_{im} = -|A| senkL + |B| sen(kL + \varphi_B) \quad (5.35)$$

Siendo la presión total compleja

$$\tilde{P} = 3,439 - 0,084j \quad [\text{Pa}]$$

Se comprueba que la parte real de la presión total [Pa] se corresponde al valor medido. Asimismo la velocidad de vibración de la fuente primaria puede determinarse mediante la ecuación (5.30)

$$\tilde{u}_o = 0,000111 + 0,0000196j \quad [\text{m/s}]$$

Se puede calcular además el caudal acústico producido por la fuente primaria, considerando esta como un monopolo y siendo U_o la amplitud de la velocidad de la fuente y S la sección transversal del encapsulamiento. A este caudal emitido por la fuente en un punto determinado se le denomina [24] poder de la fuente $q(y)$.

$$q(y) = U_o 2S = 0,000017 [\text{m}^3 / \text{s}]$$

Se deduce ahora la ecuación que relaciona la velocidad de vibración del altavoz u_o y la velocidad equivalente de la pared de uno de los extremos del encapsulamiento v . Se parte de las ecuaciones (5.30) y (5.31) para formular la primera ecuación:

$$\tilde{z}_m \tilde{v} = 2\tilde{A} \cos kL - \rho_o c \tilde{u}_o e^{jkL} \quad (5.36)$$

A partir de las ecuaciones (5.30) y (5.32) se obtiene una segunda ecuación:

$$\rho_o c \tilde{v} = -2j\tilde{A} \text{sen}kL + \rho_o c \tilde{u}_o e^{jkL} \quad (5.37)$$

Se busca el valor de A e igualando su valor en las dos ecuaciones se obtiene la solución:

$$\frac{\tilde{v}}{\tilde{u}_o} = \frac{1}{\cos kL + j(\tilde{z}_m / \rho_o c) \text{sen}kL} \quad (5.38)$$

Obsérvese que cuando $L = n\lambda/2$, es decir en caso de resonancia, teóricamente el módulo de la velocidad de la pared del encapsulamiento es igual a la velocidad de la superficie de la fuente, $|\tilde{v}| = |\tilde{u}_o|$, ya que $\text{sen} kL = 0$ y $\cos kL = \pm 1$. Experimentalmente, la magnitud del seno y el coseno se aproxima a estos valores pero no es la misma exactamente, por lo que:

$$\tilde{v} = \frac{\tilde{u}_o}{\cos kL + j(\tilde{z}_m / \rho_o c) \text{sen}kL} \quad (5.39)$$

Y el resultado es para la tapa del estudio de:

$$|\tilde{v}| = 0,00004 \text{ [m/s]}$$

El resultado, es similar al determinado experimentalmente hallando la potencia irradiada por el encapsulamiento mostrado a continuación.

5.4.3 Potencia irradiada por la presencia del encapsulamiento

Para validar el valor teórico de la velocidad de la pared del encapsulamiento \tilde{v} , resulta interesante el estudio de la relación teórica que existe entre la potencia irradiada con la presencia del encapsulamiento (P_e) y sin ella (P).

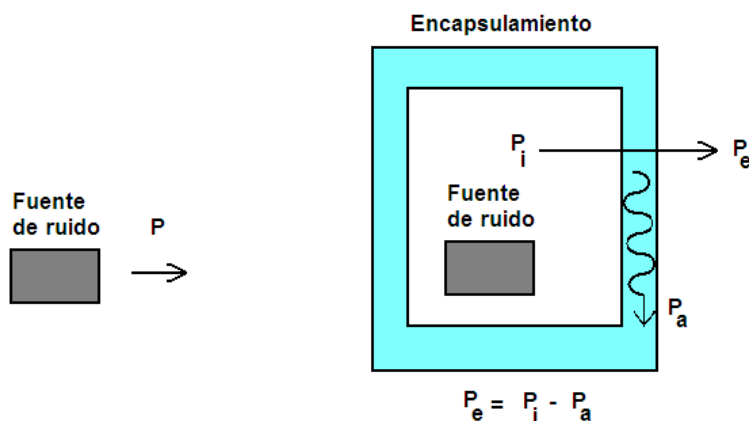


Fig. 5.10 Esquema en que se muestra la potencia irradiada P (sin encapsulamiento) y la potencia P_e (con encapsulamiento).

En las hipótesis de estudio de la relación teórica entre la potencia irradiada con y sin encapsulamiento, se supone que la pared final del encapsulamiento tiene una superficie

igual al de la fuente monopolar primaria y que esta vibra como un pistón, similar al encapsulamiento de esta tesis.

Cuando una fuente se encapsula, la potencia irradiada depende de la potencia en el interior de la cápsula P_i y la potencia absorbida por ésta P_a .

Se puede escribir la relación [72] entre la potencia irradiada con la presencia del encapsulamiento (P_e) y sin ella (P) en función de la velocidad de la pared del encapsulamiento \tilde{v} y la velocidad de vibración del altavoz \tilde{u}_o .

$$\frac{\bar{P}_e}{\bar{P}} = \left| \frac{\tilde{v}}{\tilde{u}_o} \right|^2 = \left\{ \left[\cos kL - \frac{\text{sen}kL(m\omega - r_n / \omega)}{\rho_o c} \right]^2 + \text{sen}^2 kL \left[1 + \frac{s_n}{\rho_o c} \right]^2 \right\}^{-1} \quad (5.40)$$

Para medir la diferencia logarítmica de los niveles de potencia sonora irradiada con y sin encapsulamiento se utiliza el término IL “Pérdida por inserción” [72] que es igual en el caso unidimensional a:

$$IL = 10 \log_{10} (\bar{P} / \bar{P}_e) \quad [\text{dB}] \quad (5.41)$$

Nótese que cuando la fuente está a una distancia $L = n\lambda/2$ de la pared, teóricamente la potencia irradiada cuando hay encapsulamiento es la misma que cuando este está ausente, $IL = 0$ [dB], por lo que en este caso no hay pérdida ni ganancia de nivel de presión sonora al introducir la fuente en el encapsulamiento. Además el módulo de la velocidad de la fuente \tilde{u}_o y el panel \tilde{v} son iguales.

Como se ha supuesto, en las hipótesis iniciales, que el movimiento de la superficie de la fuente es inexorable, esto implica que es mucho mayor la impedancia interna de la fuente que la impedancia total \tilde{z}_m , es decir, la del panel más la impedancia del aire. La presencia del encapsulamiento según las hipótesis no afecta a la velocidad de la fuente para $IL=0$.

Se ha realizado un procedimiento experimental para hallar el término IL . Se supondrá inicialmente que sólo intervienen en la transmisión las dos paredes de los extremos del encapsulamiento, suposición que se contrastará posteriormente. A partir de dicha hipótesis, se encuentra, para la frecuencia de 192 [Hz] de emisión del altavoz, la relación entre la potencia irradiada con y sin encapsulamiento. Para ello se han realizado 4 ensayos a la frecuencia mencionada, manteniendo la potencia eléctrica suministrada al altavoz idéntica, en todos los casos, y midiendo con una sonda de intensidad la potencia acústica.



Fig. 5.11 Fotografía de la sonda de intensidad utilizada.

Se desea calcular en primer lugar la potencia acústica de la fuente para una potencia eléctrica particular, que se mantendrá en todo el estudio.

El primer ensayo se ha realizado para valorar la potencia sin el encapsulamiento y los tres restantes para determinar la potencia con el encapsulamiento (sin tapas, con una tapa y con las dos tapas). La distancia de la sonda a las superficies ha sido, en todos los casos, de 0,5 [m].

Medición de la potencia irradiada por la fuente en los extremos si las condiciones de contorno son despreciables

Se ha medido la intensidad, en cada una de las direcciones, irradiada por la fuente en un campo abierto a 192[Hz]. A partir de una superficie equivalente de radiación se obtiene la potencia equivalente de radiación. Los niveles de potencia equivalente de radiación se muestran en la [figura 5.12](#). Se comprueba que existe una leve direccionalidad.

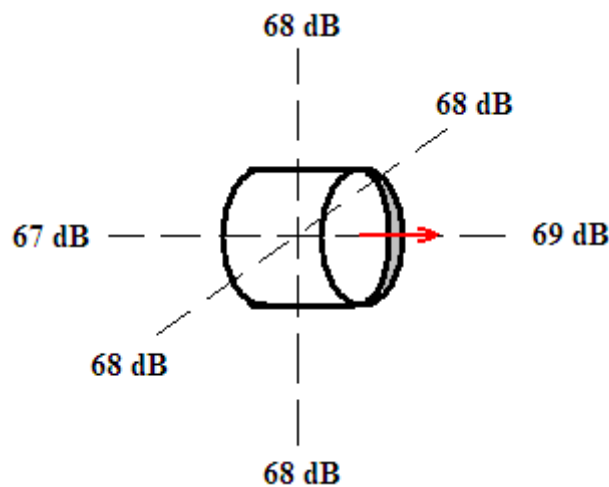


Fig. 5.12 Niveles de potencia equivalente emitida por el altavoz del ensayo sin encapsulamiento en cada una de las direcciones a 192[Hz].

Medición de la potencia irradiada hacia los extremos por el altavoz situado en el interior del encapsulamiento (cerca de uno de los extremos), sin las tapas en los extremos

Como la potencia en la fuente depende de las condiciones de contorno, se ha medido la potencia radiada por la fuente, situándola en el interior del encapsulamiento pero sin las tapas extremas. Se ha medido en el exterior del encapsulamiento, en los extremos en la dirección del eje, para evaluar la potencia radiada hacia las tapas.

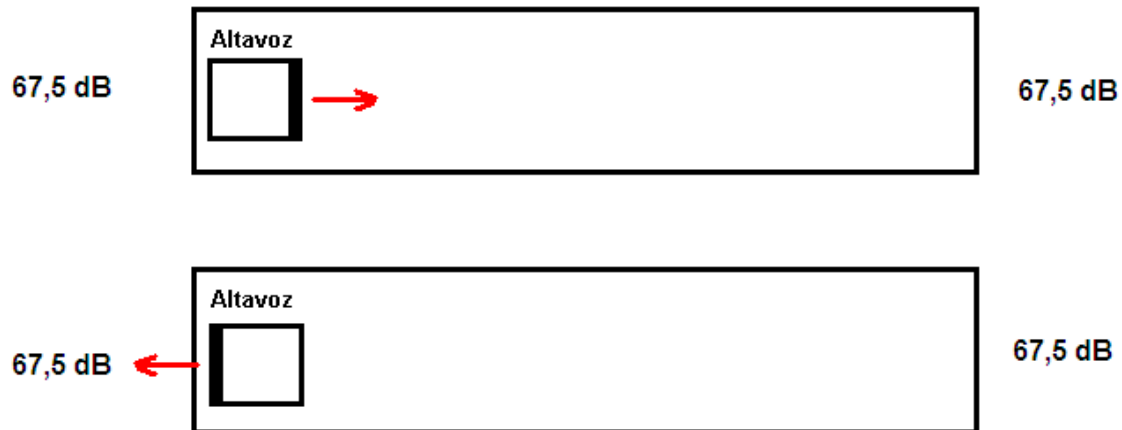


Fig. 5.13 Niveles de potencia sonora emitida por el altavoz del ensayo con encapsulamiento, pero sin tapas en los extremos, medidos cerca de los dos extremos .

Se observa que no existe direccionalidad (no importa cómo se direcciona el altavoz) y que la potencia irradiada en los extremos es similar a la emitida sin encapsulamiento. Se ha medido también la potencia sonora emitida en los laterales y es mucho menor que la potencia emitida por los extremos.

Medición de la potencia irradiada por el altavoz situado en el interior del encapsulamiento (cerca de uno de los extremos) con una de las tapas de los extremos

Se ha medido en el exterior en los extremos en la dirección del eje y en medio perpendicular al eje. Se observa que la potencia en el extremo se mantiene, mientras que en el extremo tapado se reduce. En los laterales el valor de la potencia sonora es del mismo orden que el del extremo tapado.

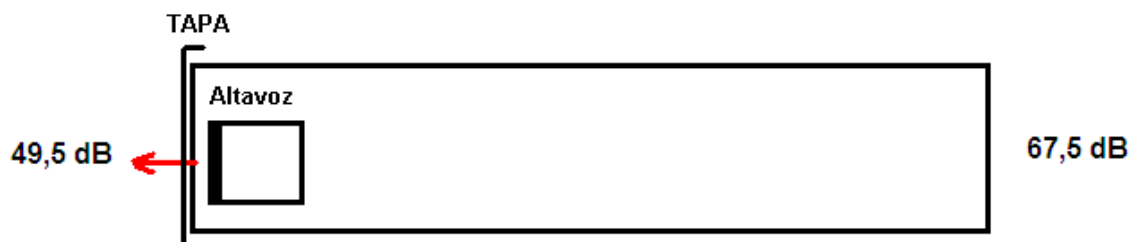


Fig. 5.14 Niveles de potencia sonora emitida por el altavoz del ensayo con encapsulamiento, pero sin una de las tapas de los extremos, medidos cerca de los dos extremos.

Medición de la potencia irradiada por el altavoz situado en el interior del encapsulamiento (cerca de uno de los extremos) con las tapas de los extremos

Se ha medido en el exterior en los extremos en la dirección del eje y en el punto medio de los laterales.

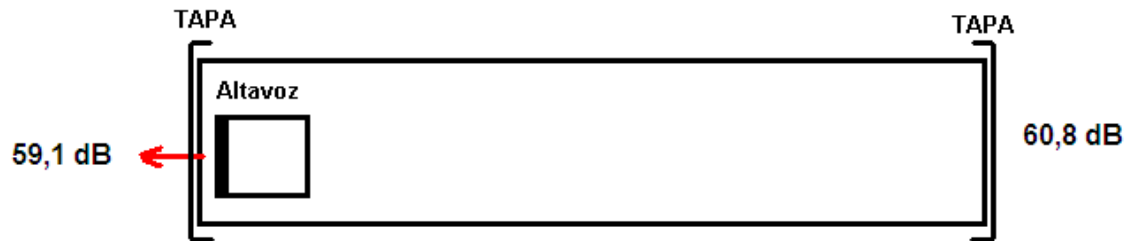


Fig. 5.15 Niveles de potencia sonora emitida por el altavoz del ensayo con encapsulamiento.

Se observa que ha decaído la potencia emitida en los extremos por encapsular la fuente. Experimentalmente se ha observado que ha aumentado la potencia emitida por las paredes laterales del encapsulamiento y que es del mismo orden a la emitida por uno de los extremos. En otro apartado se razonará que probablemente este aumento de potencia acústica se debe a la vibración de las paredes, y por tanto a los modos de resonancia del encapsulamiento a 192[Hz], por lo que, a la potencia emitida por las tapas, se debe sumar otra potencia equivalente producida por las paredes laterales.

De estas pruebas se deduce que la hipótesis de considerar que sólo se transmite la onda sonora por las paredes de los extremos es válida, siempre y cuando se considere la emisión de una potencia acústica por las paredes laterales del mismo orden a la emitida por los extremos debido a la vibración del propio encapsulamiento. Para validar esta hipótesis, posteriormente se analizarán los modos de vibración del encapsulamiento.

Hipótesis de cálculo

Finalmente se escoge como potencia irradiada por la fuente sin encapsulamiento el valor de 67,5 [dB] = $5,623 \cdot 10^{-6}$ [W], ya que se supone el tubo como guía de ondas.

A continuación se evalúa la relación entre la potencia irradiada con y sin encapsulamiento para las dos tapas, suponiendo la tapa de la derecha, en $x = 3,55$ [m], como Tapa 1 y la de la izquierda, en $x = 0$ [m], como Tapa 2. La distancia entre la fuente primaria y las tapas se denominará L.

5.4.4 Determinación de la pérdida por inserción y los cálculos para determinar la velocidad de vibración de los extremos del encapsulamiento.

Como hipótesis inicial, se supone que sólo intervienen en la transmisión las dos paredes de los extremos. Esta hipótesis nos permitirá calcular la emisión de las tapas.

TAPA 2: $L = 3,55 [m]$

Aplicando la [ecuación 5.40](#) y sustituyendo los valores, para evaluar posteriormente por la [ecuación 5.41](#) la IL se obtiene:

$$IL = 6,1 [dB]$$

Como la potencia sin encapsulamiento es de 67,5 [dB], si se restan 6,1 [dB] se obtienen 61,4 [dB] respecto a los 60,8 [dB] obtenidos experimentalmente, por lo que se puede dar por válido este valor.

$$\frac{\bar{P}_e}{\bar{P}} = \left| \frac{\tilde{v}}{\tilde{u}_o} \right|^2 = 0,2423$$

Y se deduce que:

$$\left| \frac{\tilde{v}}{\tilde{u}_o} \right| = 0,492$$

Suponiendo que la presión acústica será normal a la superficie y por tanto también la velocidad de vibración equivalente de la tapa.

$$|\tilde{v}| = 0,00005 [m/s]$$

Se observa que este valor se asemeja al obtenido teóricamente en el apartado anterior a partir de la [ecuación 5.39](#).

TAPA 1: $L = 0,01 [m]$

Aunque en teoría el altavoz está en la posición $x = 0 [m]$ en realidad está un poco separado de la tapa para que no la toque. Se han dejado unos 10 [mm] de separación.

Aplicando la [ecuación 5.40](#) para evaluar IL se obtiene:

$$IL = 7,0256 [dB]$$

Como la potencia sin encapsulamiento es de 67,5 [dB], si se le restan 7,0256 [dB] se obtienen 60,4 [dB] respecto a los 59,1 [dB] obtenidos experimentalmente, por lo que se puede dar por válido este valor.

Por lo que por la [ecuación 5.40](#) es:

$$\frac{\bar{P}_e}{\bar{P}} = \left| \frac{\tilde{v}}{\tilde{u}_o} \right|^2 = 0,198$$

Y se deduce finalmente que:

$$\left| \frac{\tilde{v}}{\tilde{u}_o} \right| = 0,445$$

$$|\tilde{v}| = 0,00005 \text{ [m/s]}$$

Se ha encontrado por este procedimiento la velocidad en ambas tapas extremas bajo la hipótesis de que el resto del tubo no irradia potencia acústica y que el altavoz está en uno de los extremos emitiendo con una potencia sonora de 67,5 [dB] a la frecuencia de 192 [Hz].

5.4.5 Determinación de las ondas acústicas transmitidas, en la superficie de los extremos del encapsulamiento, hacia el recinto exterior

Una vez conocida la velocidad de los paneles, es posible conocer la amplitud de la presión sonora en el punto del recinto cercano a las paredes de los extremos del encapsulamiento, bajo la hipótesis de campo abierto, mediante la expresión:

$$\tilde{C}_2 = \rho_0 c \tilde{v} \tag{5.42}$$

En el caso del experimento, para los extremos del encapsulamiento:

Para $L = 3,55 \text{ [m]}$ (pared derecha del encapsulamiento)

$$\tilde{C}_2 = \rho_0 c \tilde{v} = 0,02277 \text{ [Pa]}$$

$$C_2 = 58,1 \text{ [dB]}$$

Para $L = 0 \text{ [m]}$ (pared izquierda del encapsulamiento)

$$\tilde{C}_2 = \rho_0 c \tilde{v} = 0,0207 \text{ [Pa]}$$

$$C_2 = 57,2 \text{ [dB]}$$

Estos valores son los de la presión acústica en las tapas. Debido a la continuidad de presión y velocidad entre las tapas y el medio que rodea al encapsulamiento, posteriormente, en otro apartado, se calculará el campo acústico en el recinto exterior partiendo de estos valores.

5.5 Comportamiento y elección del encapsulamiento en función de la transmisión de potencia

5.5.1 Introducción

Hasta el momento, se ha desarrollado un método matemático para calcular la transmisión de una onda acústica excitada en el interior de un encapsulamiento hacia el exterior sin tener en cuenta las dimensiones longitudinales de éste, siempre y cuando la onda sea plana.

Las preguntas que se plantean son: ¿cómo pueden influir las dimensiones del encapsulamiento en dicha transmisión?, ¿se puede optimizar el encapsulamiento para reducir el ruido transmitido?, ¿en qué situación, dentro del encapsulamiento, debe colocarse la fuente sonora para facilitar la reducción?

En los siguientes puntos se establecen las pautas para la elección óptima del encapsulamiento en función de la situación de la fuente (ver [figura 5.9](#)).

La hipótesis para este desarrollo es que la onda es plana, monofrecuencial y que el encapsulamiento sólo transmite el sonido por los extremos.

5.5.2 Elección del encapsulamiento según la relación entre IL y la frecuencia

En el apartado anterior se ha determinado que la transmisión del ruido depende de la pérdida por inserción IL . Llegados a este punto se verá cómo se comporta el encapsulamiento respecto a IL en función de la frecuencia de la onda generada.

Esto es importante si se pretende aislar la fuente primaria del recinto y que la potencia irradiada con el encapsulamiento sea menor que sin él, es decir, se debe escoger intentando que IL sea siempre positivo.

Para estudiar si IL puede ser negativo se parte de la [ecuación 5.40](#) y la [ecuación 5.41](#). Se deben estudiar los valores de IL **mínimos** que se pueden obtener para determinar si se pueden encontrar con valores de IL negativos a algunas frecuencias de emisión.

La pérdida por inserción toma el valor mínimo cuando:

$$\tan kL = \frac{\rho_o c}{m\omega - (r_{pn} / \omega)} \quad (5.43)$$

a. Para frecuencias muy bajas o distancias entre pared y fuente (L) pequeñas, ($kL \ll 1$) ocurre que el valor de $\tan kL \approx kL$. Sustituyendo en la [ecuación \(5.42\)](#) y despejando ω_1^2 , el primer valor mínimo para bajas frecuencias se alcanza para la frecuencia:

$$\omega_1^2 \approx (\rho_o c^2 / mL) + (r_{pn} / m) = (\rho_o c^2 / mL) + \omega_0^2 \quad (5.44)$$

En este caso, a la rigidez del volumen de fluido $\rho_o c^2 / L$ se le suma la rigidez mecánica como en el caso de masa-aire-masa, siendo IL mínimo [9]:

$$IL = 20 \log_{10} \left(1 + \left(\frac{s_{pn}}{\rho_o c} \right) \right) + 10 \log_{10} \left((\rho_o L / m) + (k_o^2 L^2) \right) \text{ [dB]} \quad (5.45)$$

Para que IL sea positivo, es beneficioso hacer que la frecuencia natural ω_o del panel sea lo más alta posible, haciendo que el primer término $20 \log_{10} \left(1 + \left(\frac{s_{pn}}{\rho_o c} \right) \right)$ sea mayor que el segundo término $10 \log_{10} \left((\rho_o L / m) + (k_o^2 L^2) \right)$ que normalmente resta. El factor de amortiguamiento específico del panel $s_{pn} / \rho_o c$ puede escribirse como $\eta \omega_o m / \rho_o c$ siendo el amortiguamiento sólo significativo si $\eta \gg \rho_o c / \omega_o m$.

Si el amortiguamiento mecánico (s_{pn}) es bajo, IL mínimo suele ser generalmente negativo, ya que el primer término tiende a cero y la potencia irradiada a esta frecuencia de resonancia con el encapsulamiento es mayor que sin él.

Como la superficie del encapsulamiento envuelve la fuente, la intensidad acústica radiada desde una superficie que vibra $I = \overline{p\dot{v}}$, será la misma que la que atraviesa dicho encapsulamiento.

Una superficie vibrando, como la fuente, con movimiento armónico simple, tendrá una intensidad $\bar{I} = \frac{1}{2} \text{Re}[\tilde{p}\tilde{v}^*] = \frac{1}{2} |\tilde{v}|^2 \text{Re}(\tilde{z}_r)$, donde \tilde{z}_r es la impedancia total vista desde la fuente y que es diferente con o sin encapsulamiento. Si se supone que la impedancia de la fuente primaria es inexorable, la parte real de \tilde{z}_r con encapsulamiento comprende la del fluido más la de la pared del encapsulamiento y ésta es mucho mayor que sólo la del fluido sin ningún límite o cápsula.

Siendo la expresión general de la impedancia acústica específica de un fluido entre dos paneles a distancia L y con impedancia \tilde{z}_l de la forma [9]

$$\tilde{z}_o = \rho_o c \frac{\tilde{z}_l + j\rho_o c \tan kL}{\rho_o c + j\tilde{z}_l \tan kL} \quad (5.46)$$

Se deduce que $\text{Re}(\tilde{z}_r)$ para la fuente se maximiza cuando se satisface la ecuación 5.43.

La resonancia en el encapsulamiento crea altas presiones acústicas en el volumen de aire del interior. Parte de esta potencia es radiada desde el encapsulamiento y otra disipada por las paredes mediante su movimiento, por lo que el amortiguamiento es un factor importante para el control del mínimo IL .

Por lo tanto, para conseguir un buen comportamiento del encapsulamiento a bajas frecuencias o L pequeñas ($kL \ll 1$), según la ecuación 5.45, interesa construir un encapsulamiento en que sus paredes extremas tengan un alto coeficiente de amortiguamiento s_{pn} , siendo éste para estas condiciones subcrítico ($s_{pn} < 2m\omega_o$) [76] y un bajo coeficiente de rigidez r_{pn} .

En nuestro caso, a bajas frecuencias y para una tapa situada a $L = 0,01$ [m], el valor de IL mínimo ocurrirá para la frecuencia crítica $f_1 = 328$ [Hz].

b. En el caso de altas frecuencias o L grandes ($kL > 1$), se producen valores mínimos de IL cuando la rigidez del encapsulamiento es significativa, ya que ésta supera a la del fluido $\omega_0^2 m > \rho_o c^2$. Si se incrementa la longitud del encapsulamiento, se reduce la severidad del IL mínimo y decrecen las frecuencias de resonancia de onda estacionaria en la cavidad.

La mínima frecuencia, superior a la crítica f_1 , en que ocurre IL mínimo, satisface la [ecuación 5.43](#), pero el valor de ese mínimo es, en este caso, superior al de la primera frecuencia de resonancia f_1 . Entonces si la frecuencia es alta y $m\omega - (r_n / \omega) \approx m\omega$ y $\tan kL \approx \rho_o c / \omega m$ sucede:

por trigonometría $\text{sen}^2 kL = \frac{\tan^2 kL}{1 + \tan^2 kL}$ y $\text{cos} kL = \frac{\text{sen} kL}{\tan kL}$ por lo que:

$$\text{sen} kL = \sqrt{(\rho_o c / \omega m)^2 / (1 + (\rho_o c / \omega m)^2)} \quad (5.47)$$

$$\text{cos} kL = \left(\frac{\rho_o c}{\omega m} \right) \sqrt{(\rho_o c / \omega m)^2 / (1 + (\rho_o c / \omega m)^2)} \quad (5.48)$$

Se sustituyen los valores de $\text{sen} kL$ y $\text{cos} kL$ en la [ecuación 5.40](#)

En el caso en que se desee conocer el valor de IL mínimo, ocurrirá para estas frecuencias críticas. Este valor puede ser negativo.

$$IL = 20 \log_{10}(\rho_o c / \omega m) - 10 \log_{10} [1 + (\rho_o c / \omega m)^2] + 20 \log_{10} (1 + (s_{pn} / \rho_o c)) \text{ [dB]} \quad (5.49)$$

En la práctica las frecuencias a las que suele ocurrir el mínimo están cerca del valor en que $\text{sen}(kL) = 0$ por lo que $IL = 0$. Como estas frecuencias suelen ser en general muy altas y en control activo se trabaja con frecuencias bajas, no se calcularán en esta tesis. Se estudiarán algunos casos experimentales para diferentes frecuencias de emisión.

Caso en que la tapa esté a una distancia de $L = 0,01$ [m] de la fuente

Obsérvese que en el caso en que la distancia entre la fuente y la pared del encapsulamiento sea pequeña $L = 0,01$ [m], la gráfica que representa el IL teórico en función de la frecuencia, se representa en la [figura 5.16](#).

La primera frecuencia en que IL es mínimo (ver caso **a.**) será $f_1 = 328$ [Hz], es decir cuando $\omega/\omega_1 = 1$. En este caso si no existiera amortiguamiento en el tubo, IL sería negativo, por lo que la potencia transmitida sería mayor que sin encapsulamiento.

Por lo tanto, al elegir el material del encapsulamiento es recomendable un coeficiente de amortiguamiento alto, si se trabaja cerca de dichas frecuencias.

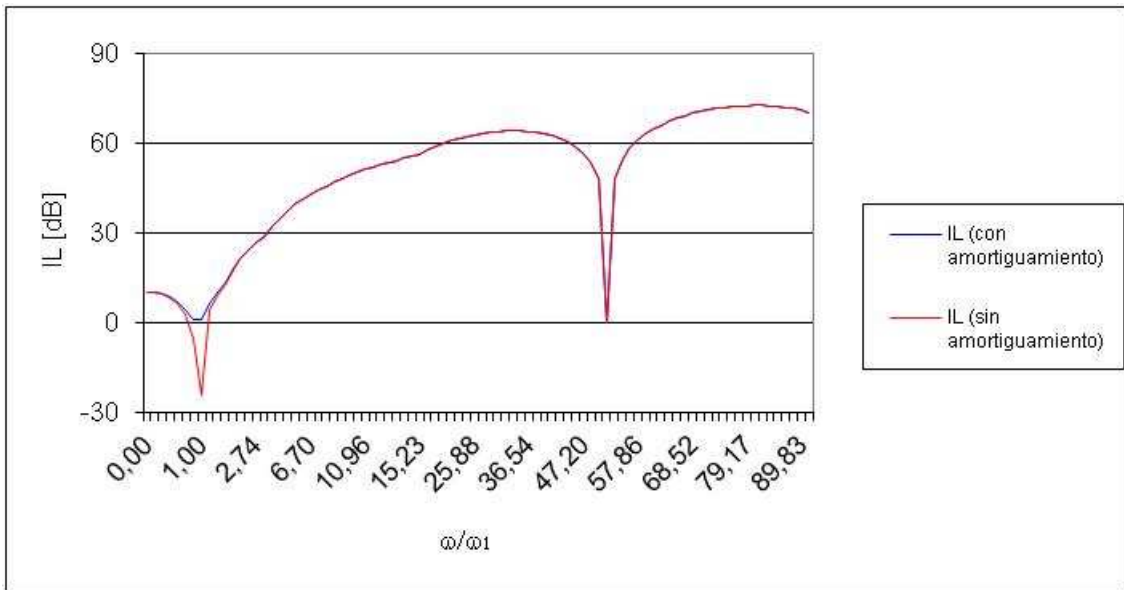


Fig. 5.16 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo (ω_1) para $L = 0,01$ [m].

Se comprueba que $IL = 0$ [dB] se produce cuando se cumple $\omega = (n\pi c/L)$, donde n es un número entero. Esto ocurre también cuando $f_2 = 1700$ [Hz].

Caso en que la tapa esté a una distancia de $L = 3,55$ [m] de la fuente

En la gráfica mostrada a continuación se muestra qué ocurre en el caso en que la distancia entre la fuente primaria y la pared sea $L = 3,55$ [m]. La gráfica que ilustra este caso aparece en la [figura 5.17](#).

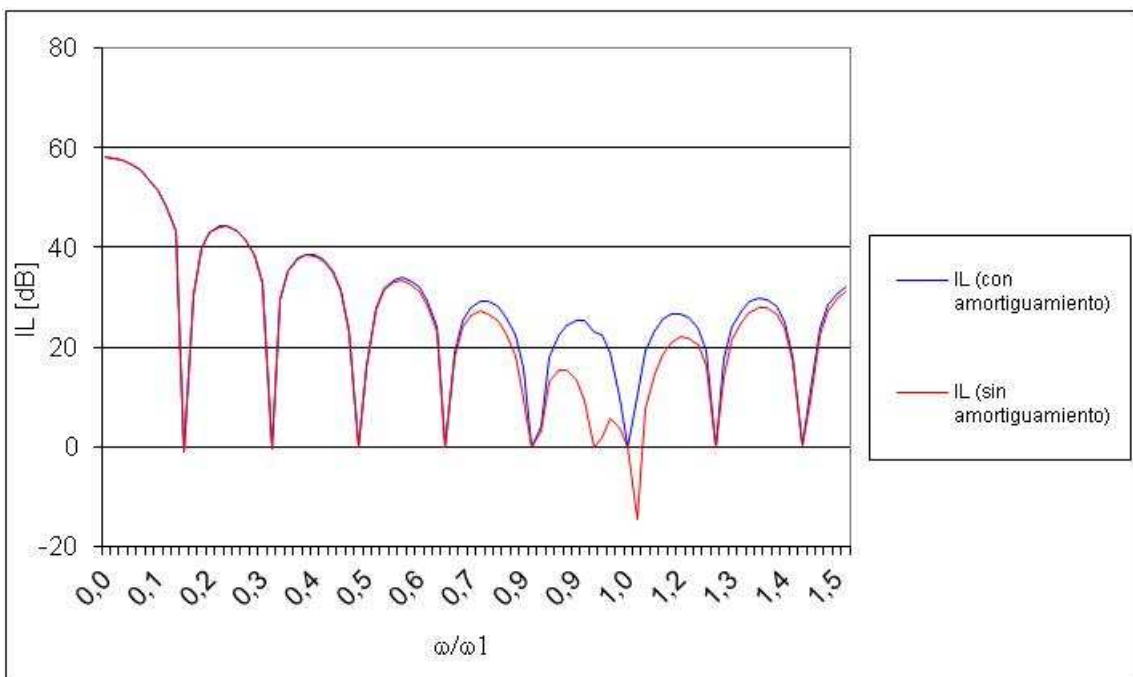


Fig. 5.17 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo ω_1) para $L = 3,55$ [m].

En este caso, a bajas frecuencias, para $L = 3,55$ [m], como $\tan(kL) \neq kL$ no se puede utilizar el método **a.** para hallar la frecuencia para la cual la IL se hace mínima. Para encontrar este valor se debe utilizar directamente $\tan kL = \frac{\rho_o c}{m\omega - (r_{pm} / \omega)}$ y resolverse por iteración.

En la gráfica se comprueba que en este caso el valor mínimo de IL se produce a la frecuencia de 290,1 [Hz].

En general, al incrementarse la distancia entre la fuente y la pared del encapsulamiento se reduce la severidad del IL mínimo cuando existe amortiguamiento.

Por lo tanto se concluye que en el encapsulamiento de esta tesis, si la fuente está en un extremo existirán una serie de frecuencias (bajas), las cuales, si no hubiera el amortiguamiento adecuado, podrían producir incrementos de potencia acústica en el exterior.

Por lo tanto deberían controlarse los materiales y la proximidad de la fuente a las paredes, en este caso de los extremos del encapsulamiento, a dichas frecuencias.

5.5.3 Elección del encapsulamiento óptimo en función de la posición de la fuente en el encapsulamiento.

En el punto anterior se ha determinado en qué condiciones se producen incrementos de potencia acústica en el exterior por encapsular una fuente, en función de la frecuencia de emisión para una posición en concreto.

Se puede estudiar qué ocurre al mover la fuente en el interior del encapsulamiento con la transmisión de la potencia acústica. Se estudiará teóricamente el comportamiento de este encapsulamiento para diferentes posiciones de una fuente a una distancia de la pared entre $L = 0$ y $L = 1,77$ [m] y en un rango de frecuencias inferior a $f = 1250$ [Hz].

$L = 0$ [m]

Para esta posición, para todas las frecuencias $IL = 0$ [dB].

$L = 0,2$ [m]

Se representa en la [figura 5.18](#) la relación entre la pérdida por inserción y la frecuencia de emisión. La frecuencia crítica aparece a 276 [Hz] si no hay amortiguamiento.

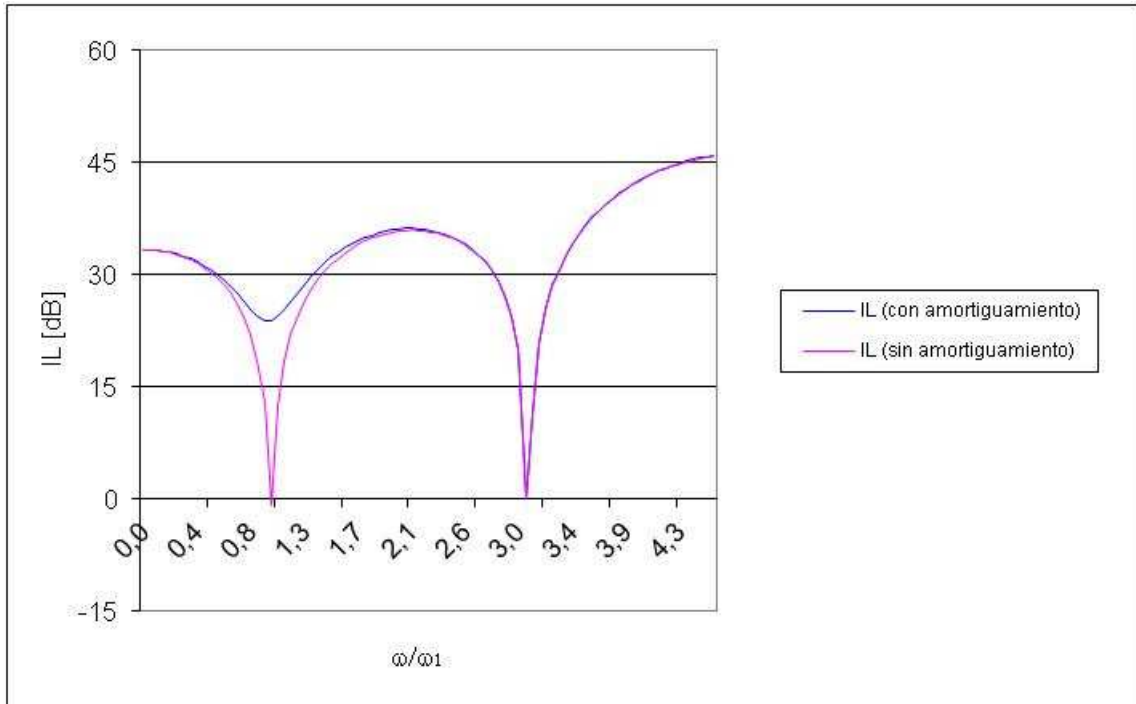


Fig. 5.18 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo ω_1) para $L = 0,2$ [m] .

$L = 0,11$ [m]

Se representa en la [figura 5.19](#), la relación entre la pérdida por inserción y la frecuencia de emisión. La frecuencia crítica aparece a 271,4 [Hz] si no hay amortiguamiento.

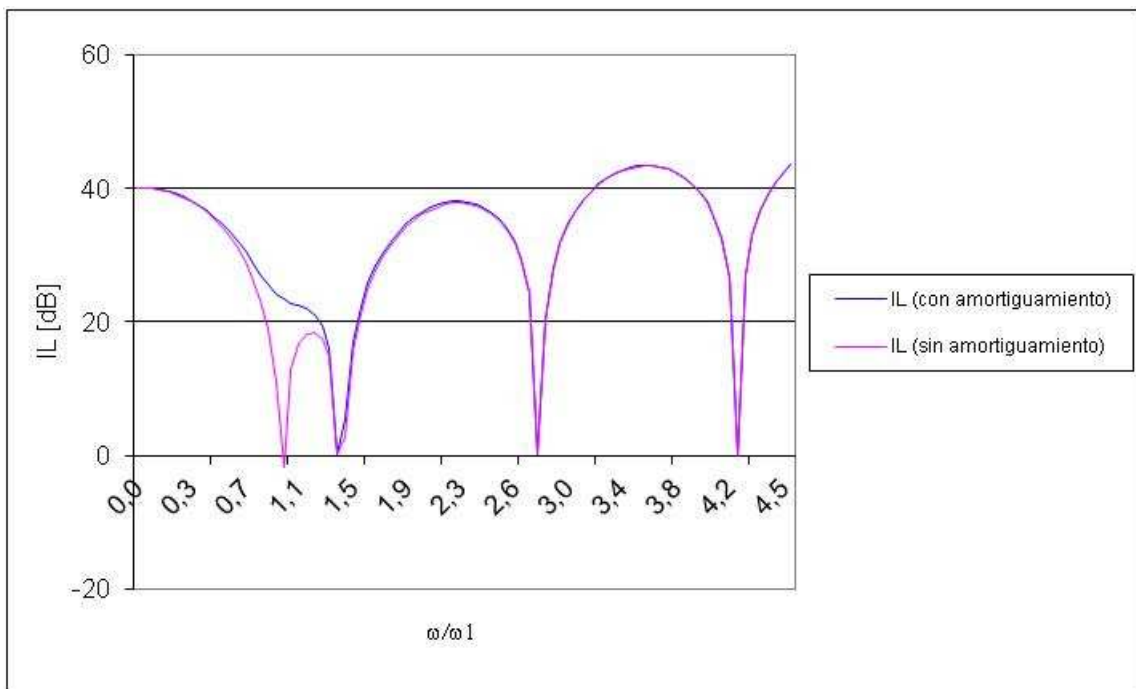


Fig. 5.19 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo ω_1) para $L = 0,44$ [m].

$L = 0,6 [m]$

Se representa en la [figura 5.20](#) la relación entre la pérdida por inserción y la frecuencia de emisión. La frecuencia crítica aparece a 261,6 [Hz] si no hay amortiguamiento y en una frecuencia próxima con amortiguamiento.

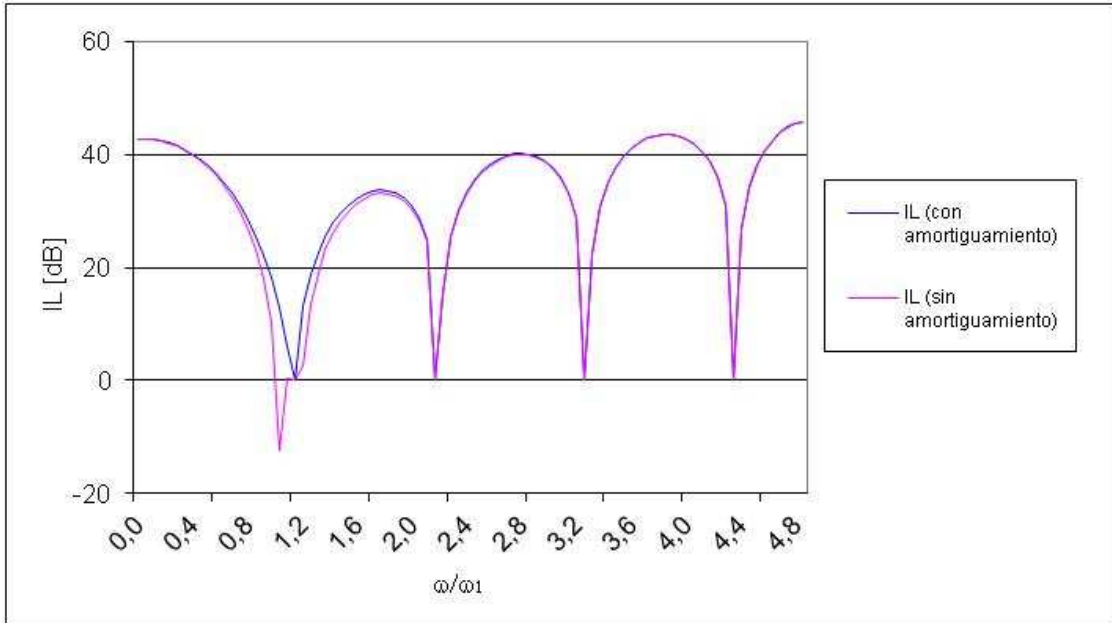


Fig. 5.20 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo ω_1) para $L = 0,6 [m]$.

$L = 0,88 [m]$

Se representa en la [figura 5.21](#) la relación entre la pérdida por inserción y la frecuencia de emisión. La frecuencia crítica aparece a 274,5 [Hz].

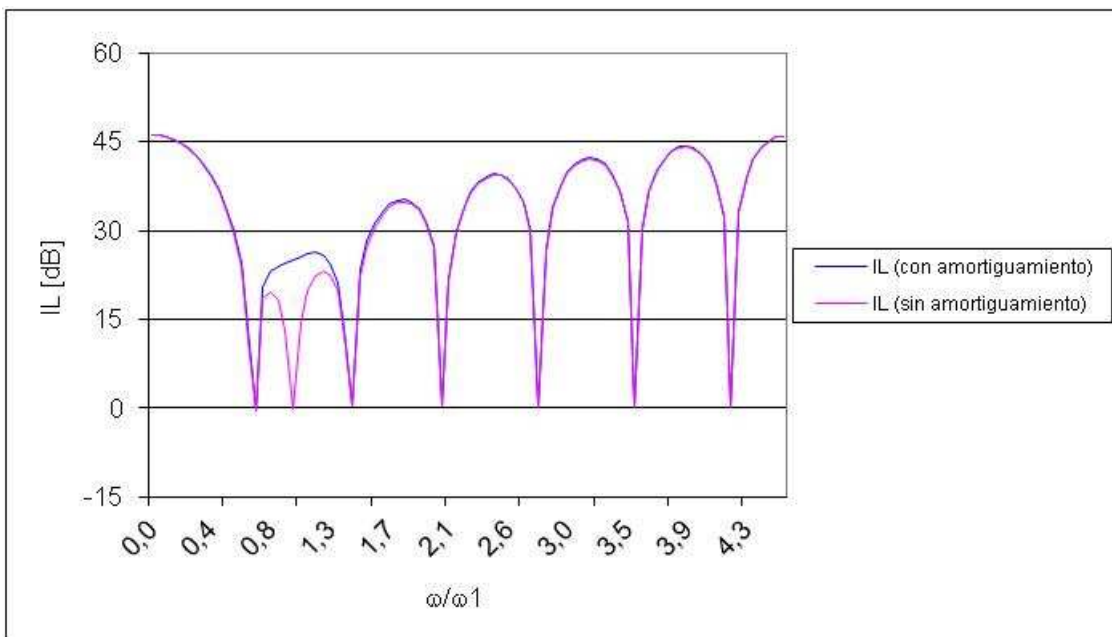


Fig. 5.21 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo ω_1) para $L = 0,88 (m)$.

$$L = 1,77 \text{ [m]}$$

Se representa en la [figura 5.22](#) la relación entre la pérdida por inserción y la frecuencia de emisión. La frecuencia crítica aparece a 269 [Hz].

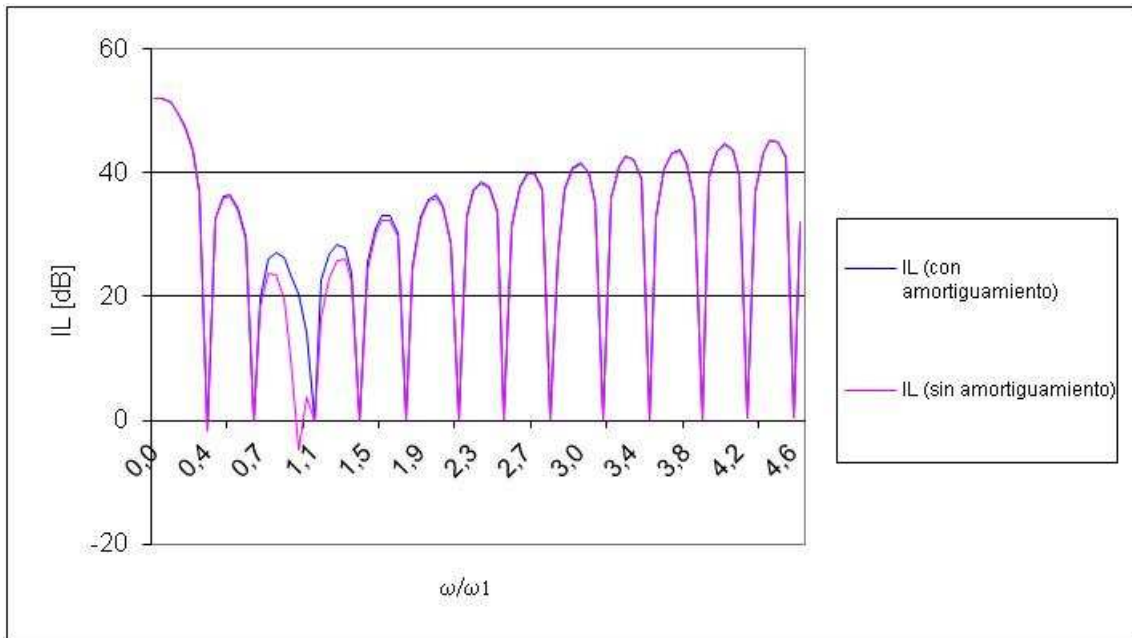


Fig. 5.22 Pérdida por inserción (IL) en función de la frecuencia de emisión (cociente entre la velocidad angular ω y la velocidad angular a la que se produce IL mínimo ω_1) para $L = 1,77$ [m].

5.5.4 Conclusiones en la elección del encapsulamiento óptimo en función de la posición de la fuente o de la longitud del tubo y de la frecuencia de emisión.

Las conclusiones de este estudio son claras. En general, para las hipótesis y el rango de frecuencias del estudio, se deduce que para conseguir un aislamiento adicional al obtenido por control activo, por encapsulamiento:

-El encapsulamiento debe poseer un coeficiente de amortiguamiento alto y un coeficiente de rigidez bajo, sobre todo en las paredes de los extremos.

-En un encapsulamiento, para una misma posición de la fuente, existirán una serie de frecuencias (en el rango de bajas frecuencias) a las cuales y en función del amortiguamiento, pueden producir incrementos de potencia acústica de radiación en el exterior. Por lo tanto deberían controlarse los materiales y la proximidad, a dichas frecuencias críticas, de la frecuencia de emisión.

-La posición de la fuente primaria debe situarse de forma que para su frecuencia de emisión IL sea positivo.

- Al aumentar entre distancia de la fuente a la pared, en número de frecuencias a la que el encapsulamiento se comporta con IL cero o negativo aumenta, tanto con coeficiente de amortiguamiento como sin él, aunque la severidad de IL disminuye. Si se logra además situar la fuente en un nodo del campo podemos conseguir una disminución de IL óptima.

No es extraño, que la reducción de la potencia acústica debido al encapsulamiento sea tan baja (ver [figura 5.15](#)) y que dicha reducción sea superior en la pared cercana a la fuente.

Por otro lado, a frecuencias superiores, dentro del rango de bajas frecuencias, el encapsulamiento puede mostrarse transparente al sonido y puede llegar incluso a aumentar los niveles acústicos en el exterior, por lo que se debe confiar, en ese caso, sólo en el control activo. Por supuesto, en el rango de altas frecuencias, se utilizarían materiales absorbentes para disminuir la amplitud del campo acústico en el interior de la cápsula y así, que la onda transmitida sea ya reducida.

5.6 Transmisión del sonido en un encapsulamiento considerando los modos propios de vibración de éste.

5.6.1 Introducción

Hasta ahora, se ha partido de la hipótesis, al hallar la potencia acústica transmitida desde el interior del encapsulamiento hacia el recinto exterior, que sólo se irradiaba potencia acústica a través de las tapas situadas en sus extremos.

Aunque la hipótesis utilizada en los apartados anteriores, de que una onda plana en un tubo sólo produce vibración en los extremos, es teóricamente cierta, debe analizarse la vibración producida en el encapsulamiento y no sólo considerar que vibran las tapas. A modo de ejemplo, puede extrapolarse este problema al caso de una cuerda: aunque sólo se aplique desplazamiento alternativo en un extremo la cuerda, se desplaza en conjunto según sus modos propios.

Por lo tanto, debe estudiarse el problema analizando los modos propios del encapsulamiento, que es en este caso tridimensional (aunque construido mediante placas). Igualmente se deben tener en cuenta sus condiciones de contorno, ya que dicho encapsulamiento se apoya en su parte inferior a una viga lo cual varía su forma de vibración.

El tipo de análisis utilizado, mediante el método de elementos finitos, para determinar los modos de vibración del encapsulamiento, para unas oscilaciones forzadas producidas por unas fuerzas determinadas (F), se ha realizado a partir de la ecuación de movimiento (ley de Hooke), expresado en notación matricial de la forma:

$$[M]\{\ddot{s}\} + [C]\{\dot{s}\} + [K]\{s\} = \{F\} \quad (5.50)$$

En el programa de elementos finitos utilizado se ha utilizado el método “Reducido” para extraer los modos propios ya que aunque el modelo es grande, se necesitan obtener muy pocos modos.

En un primer planteamiento puede considerarse el encapsulamiento como un cuerpo que vibra libremente, ya que los modos de vibración propios no cambiarán al aplicarle las oscilaciones forzadas debidas al campo acústico producido en su interior. Posteriormente, se analizará el efecto de las oscilaciones forzadas debidas al campo acústico en los extremos del encapsulamiento a la frecuencia del sonido emitido por la fuente y a la amplitud anteriormente calculada. A modo de ejemplo, y como se comprobará en apartados posteriores, aunque se tengan múltiples fuentes monofrecuenciales en el interior de un encapsulamiento, el campo acústico no varía y depende exclusivamente del contorno (en este caso del encapsulamiento) y por supuesto de la frecuencia de emisión.

Así, el procedimiento es el siguiente: primero se encontrarán las frecuencias naturales y los modos propios de vibración, imponiendo las condiciones de contorno, para después encontrar los factores de participación modal para la solución final con las fuerzas aplicadas [74].

5.6.2 Resultados obtenidos en un programa de elementos finitos.

Los resultados, desplazamientos, obtenidos en el programa de elementos finitos [77], a partir de los datos del encapsulamiento y de las oscilaciones forzadas aplicadas en los extremos, debidas al campo sonoro a la frecuencia de 192 [Hz] y producido por una fuente, así como los modos propios del encapsulamiento próximos a la frecuencia de emisión, a 142 [Hz], 240 [Hz] y 384 [Hz] se muestran en la figura 5.23.

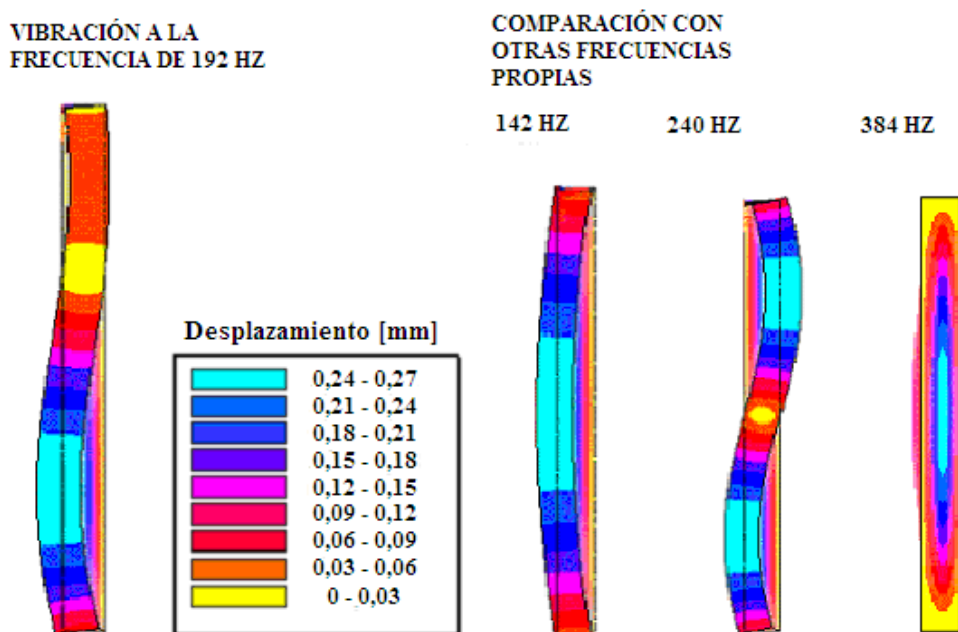


Fig. 5.23 Vibración en las paredes del encapsulamiento a 192 [Hz] (vista superior). Comparación con los modos propios más cercanos.

En la [figura 5.24](#) se muestran los desplazamientos en la vista lateral del encapsulamiento para las oscilaciones forzadas calculadas y aplicadas en los extremos.

VIBRACIÓN EN EL ENCAPSULAMIENTO A 192 Hz

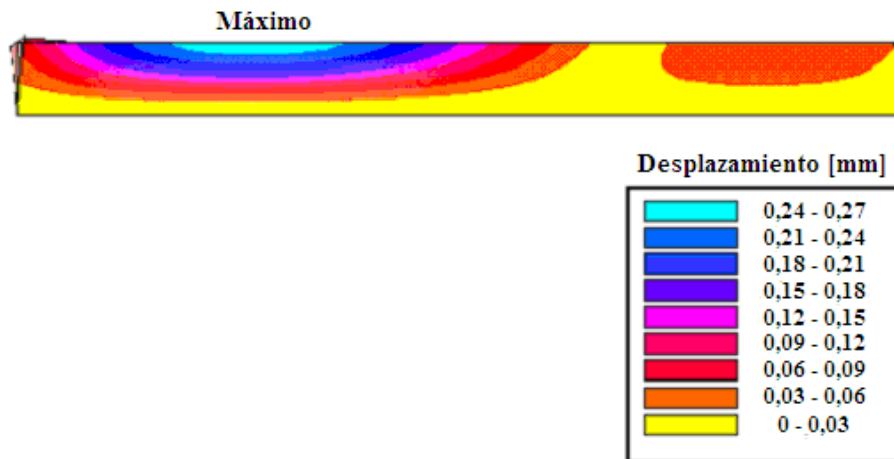


Fig. 5.24 Desplazamientos en las paredes del encapsulamiento a 192 [Hz] (vista lateral).

Analizando los resultados de la simulación, se llega a la conclusión de que a 192 [Hz], la solución dada se aproxima a la obtenida para el primer modo de vibración a 142 [Hz], ya que los valores máximos de desplazamiento máximo se centran en los extremos y en una zona lateral del encapsulamiento, próximo a la mitad del tubo, en el caso de 192 [Hz] a 1/3 de la longitud respecto al extremo más próximo a la fuente. Esto puede verificarse observando detalladamente los modos de vibración del encapsulamiento de la [figura 5.23](#) así como los modos propios de la [figura 5.24](#).

A la frecuencia de vibración de 192 [Hz], cualquier falta de homogeneidad del material de las paredes o falta de rigidez entre las uniones de la cápsula, puede hacer variar los resultados teóricos respecto a los experimentales. Por esta razón, se ha procedido a determinar la intensidad acústica, ya que la intensidad será mayor en las zonas de mayor desplazamiento. Tras evaluar los resultados, se observa, que los modos de vibración a la frecuencia de 192[Hz] en el encapsulamiento se aproximan más a los obtenidos para 142[Hz], ya que la intensidad máxima, y por tanto el desplazamiento máximo, se centra aproximadamente, en la mitad de la zona lateral, además de en los extremos. De igual forma se obtiene que la potencia acústica de los extremos es del mismo orden que la lateral.

De todas formas, en apartados posteriores, y debido a que se trata de un método teórico, se escogerá la hipótesis de que a 192 [Hz], el encapsulamiento, se comporta como dos fuentes puntuales situadas en los extremos y una situada a 1/3 de la longitud respecto al extremo más próximo a la fuente emitiendo a una potencia equivalente determinada.

Se puede deducir así mismo, de la [figura 5.23](#), por ejemplo, que para la frecuencia de 384 [Hz], otra de las frecuencias fundamentales del motor que se ensayará en esta tesis,

teóricamente la máxima amplitud de vibración se centra en los extremos y en el punto medio de las paredes laterales y que se procedería de forma similar.

5.7 Conclusiones del capítulo

En este apartado, se ha estudiado la transmisión a través de las paredes de un encapsulamiento de una onda acústica plana, generada por una fuente en su interior, hacia un recinto exterior. Así mismo, se ha desarrollado una metodología para determinar la impedancia del encapsulamiento de la tesis y se ha calculado en el rango de frecuencias del estudio.

De esta forma, conociendo la amplitud máxima, la frecuencia de la onda y la potencia de emisión de la fuente, determinadas con un sonómetro y una sonda de intensidad, así como las características y geometría del encapsulamiento, se puede llegar a conocer la situación y la potencia de las fuentes puntuales equivalentes a dicha fuente encapsulada, en un recinto exterior. Dicha fuente puede ser un altavoz o por ejemplo, el motor estudiado en esta tesis.

Se han analizado las condiciones que tendría que cumplir el encapsulamiento y cuál debería ser la posición de la fuente para optimizar el aislamiento, antes de utilizar un control activo

Para demostrar la validez del procedimiento, se ha desarrollado de forma teórica para 192 [Hz], la frecuencia de emisión fundamental del motor del estudio y validado de forma experimental. También podría utilizarse el mismo procedimiento para otras frecuencias de emisión del motor.

Para esta frecuencia, con un altavoz a una potencia acústica arbitraria de 67,5 [dB], se ha calculado teóricamente que la velocidad en las tapas del encapsulamiento es aproximadamente $4 \cdot 10^{-5}$ [m/s]. Calculando IL (la pérdida por inserción) se ha calculado que la potencia en las tapas es de aproximadamente de 60 [dB]. Como la vibración se transmite al resto del encapsulamiento se ha deducido mediante elementos finitos que la potencia emitida por dicha cápsula puede simplificarse y modelizarse como la emitida por tres fuentes puntuales, dos en los extremos y otra situada a 1/3 del extremo más próximo a la fuente, con una potencia sonora del mismo orden y de unos 60 [dB] aproximadamente cada una.

6. CAMPO ACÚSTICO EN UN ENCAPSULAMIENTO UNIDIMENSIONAL DEBIDO A UNA ONDA PLANA PRODUCIDA POR UNA FUENTE MONOPOLAR

6.1 Introducción

En los capítulos anteriores se ha desarrollado el campo acústico producido por una onda plana, sin abordar la naturaleza de la fuente, su frecuencia de emisión, su posición en el interior del encapsulamiento o el efecto que provoca el entorno que lo rodea.

En este capítulo se estudiarán estos aspectos y se buscará el modelo teórico de la ecuación de onda producida por una fuente monopolar, es decir idealizando la fuente como dos pistones sin masa separados a una distancia infinitesimal y forzados a oscilar, en un encapsulamiento. Esta suposición es cierta cuando trabajamos con altavoces a bajas frecuencias (inferiores a 1000 [Hz]), ya que la longitud de la onda acústica es grande en comparación con el diámetro de la membrana de éste.

Se describirá el campo en el encapsulamiento, conociendo que, en la posición cercana al altavoz, se pueden tener oscilaciones de fluido del campo cercano descritas por Trider y Nelson en 1983 [13]. Como hipótesis se considerará que la fuente monopolo es transparente a la radiación del sonido incidente.

Debido a que la sección transversal del encapsulamiento es inferior a la semilongitud de la onda, la onda es plana. Al estar en un encapsulamiento, las ondas son estacionarias y es posible trabajar con independencia del tiempo, ya que los nodos son fijos y en el tiempo los vientres oscilarán entorno a estos. Se calculará teóricamente, el caso de amplitud máxima respecto del tiempo para así poder deducir fácilmente el Nivel de Presión Sonora suponiendo la oscilación perfectamente senoidal.

Lo que se pretende encontrando este modelo teórico es estudiar como influyen las características del encapsulamiento y la colocación de la fuente en éste, para posteriormente, en otro apartado, utilizarlo para estudiar el control activo de una onda plana mediante otras fuentes similares de forma simplificada.

En el estudio del control activo se suelen utilizar dos modelos teóricos:

- Modelo de propagación de onda
- Modelo modal

El modelo de propagación de onda se deduce a partir de la ecuación de onda y describe la forma de la onda a una frecuencia determinada sin incidir en cómo influyen los modos de vibración del volumen de aire del encapsulamiento.

Este modelo se utilizará para estudiar las características del encapsulamiento y las posiciones óptimas de las fuentes primaria y secundaria en el control activo de una forma lógica. Los resultados que se obtienen por este modelo en el control activo no son del todo ciertos ya que sólo se tiene en cuenta la frecuencia de cancelación y no la de los otros modos propios.

Según este modelo se conseguiría cancelar a cero con un control activo, cuando experimentalmente es imposible.

El modelo modal expresa la presión acústica como suma de modos acústicos correspondientes a las funciones propias o características de la ecuación de Helmholtz homogénea [6].

Este modelo se utilizará para estudiar el resultado de la cancelación producida mediante el control activo teniendo en cuenta que en teoría sólo se cancela la frecuencia de emisión de los modos más cercanos a la frecuencia de emisión y por lo tanto se deben sumar los residuos producidos por los demás modos propios. En este procedimiento es más difícil evaluar la influencia del contorno y es menos intuitivo.

En ambos casos se tendrá en cuenta la atenuación de la onda debido a la absorción de las paredes en los extremos del recinto, no así la producida por las paredes laterales, ya que al no incidir la onda normal a éstas y ser de dimensiones relativamente pequeñas se despreciará.

Así mismo, en la fuente debe cumplirse la condición de continuidad de la presión acústica de forma que la amplitud de la presión acústica aguas arriba es igual a la amplitud de la presión acústica aguas abajo. No así la velocidad en que se produce un salto determinado por el volumen de fluido inyectado por los altavoces.

En el caso de la formulación por propagación de onda, se comparará el campo calculado con el medido experimentalmente a diferentes frecuencias y para diferentes posiciones de la fuente primaria (altavoz).

6.2 Ecuaciones de la presión acústica y de la velocidad de las partículas en el interior de un encapsulamiento según el modelo de propagación para una fuente monopolar

En este apartado se realizará el desarrollo teórico de las ecuaciones que modelizan las ondas en el interior del encapsulamiento y se validará mediante experimentación.

6.2.1 Desarrollo teórico de las ecuaciones en forma exponencial

Como se ha comentado anteriormente, se determinará el modelo teórico del campo acústico producido por una fuente monopolar a partir de las ecuaciones de onda y de las condiciones de contorno de un encapsulamiento unidimensional totalmente cerrado por paredes no rígidas cuyas dimensiones de los lados de la sección transversal son menores a la semi-longitud de onda de la frecuencia de emisión por lo que la onda será plana.

Tanto aguas abajo como aguas arriba la onda total será la resultante de la onda creada por la fuente (onda incidente) más la onda reflejada en la pared (onda reflejada), o sea, una onda estacionaria.

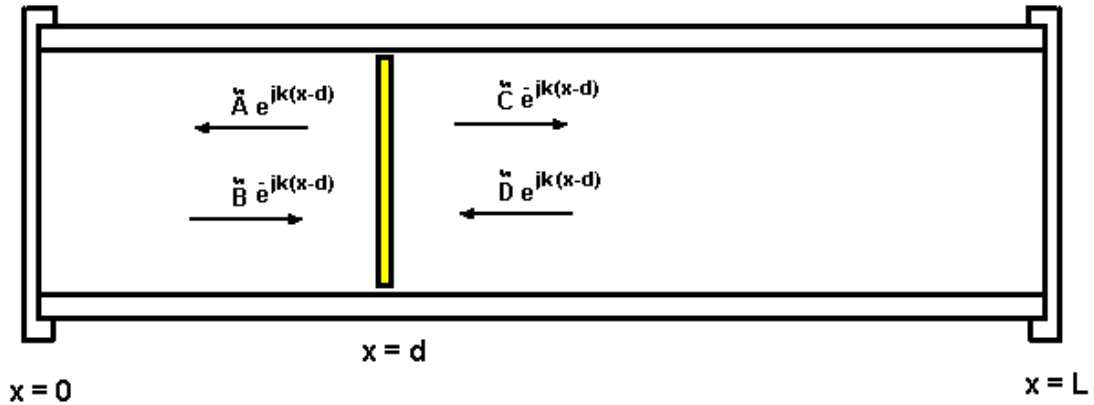


Fig. 6.1 Ondas generadas en el interior de un encapsulamiento de dimensión L y con una fuente monopolar situada en $x = d$ a partir del extremo izquierdo.

A partir de la [ecuación 5.1](#) de onda unidimensional y la [ecuación 5.3](#) se deduce que la presión acústica y la velocidad de las partículas aguas arriba será:

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \tilde{A}e^{jk(x-d)} + \tilde{B}e^{-jk(x-d)} \\ u(x) &= -\frac{\tilde{A}e^{jk(x-d)}}{\rho_0 c} + \frac{\tilde{B}e^{-jk(x-d)}}{\rho_0 c} \end{aligned} \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.1)$$

Donde A y B son constantes complejas. Véase que el signo de los términos de los exponentes varía respecto a los hallados en la [ecuación 5.1](#) y la [ecuación 5.3](#) ya que en este caso el de A va en sentido aguas arriba. Por otro lado al ser ondas estacionarias se desprecia el término en función del tiempo, tomándose la situación de $t = 0$.

Si se aplican las condiciones de contorno de que en $x = 0$, suponiendo que el extremo no es rígido, la impedancia de la pared es Z_{p1} entonces.

$$\tilde{Z}_{p1} = -\frac{p(x=0)}{u(x=0)} = -\frac{\tilde{A}e^{jk(-d)} + \tilde{B}e^{-jk(-d)}}{-\frac{\tilde{A}e^{jk(-d)}}{\rho_0 c} + \frac{\tilde{B}e^{-jk(-d)}}{\rho_0 c}} \quad (6.2)$$

Siendo ζ_1 la impedancia específica de la pared y R_1 el coeficiente de reflexión de la pared ($x = 0$) puede hallarse a partir de la [ecuación 5.25](#).

$$\tilde{B} = \frac{\zeta_1 - 1}{\zeta_1 + 1} \tilde{A}e^{-2jkd} = R_1 \tilde{A}e^{-2jkd} \quad (6.3)$$

La presión acústica y la velocidad de las partículas serán aguas abajo:

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \tilde{C}e^{-jk(x-d)} + \tilde{D}e^{jk(x-d)} \\ u(x) &= \frac{\tilde{C}e^{-jk(x-d)}}{\rho_0 c} - \frac{\tilde{D}e^{-jk(x-d)}}{\rho_0 c} \end{aligned} \right\} d \leq x \leq L \quad (6.4)$$

Donde C y D son constantes complejas.

Se aplican las condiciones de contorno en $x = L$ suponiendo que el extremo no es rígido y que la impedancia de la pared es Z_{p2} . Se deduce que:

$$\tilde{Z}_{p2} = \frac{p(x=L)}{u(x=L)} = \frac{\tilde{C}e^{-jk(L-d)} + \tilde{D}e^{jk(L-d)}}{\frac{\tilde{C}e^{-jk(L-d)}}{\rho_0 c} - \frac{\tilde{D}e^{jk(L-d)}}{\rho_0 c}} \quad (6.5)$$

Siendo ζ_2 la impedancia específica de la pared y R_2 el coeficiente de reflexión de la pared ($x = L$) se deduce:

$$\tilde{D} = \tilde{R}_2 \tilde{C} e^{-2jk(L-d)} \quad (6.6)$$

Como debe existir continuidad de presión acústica en la fuente ($x = d$)

$$p(d) = \tilde{A}(1 + \tilde{R}_1 e^{-2jkd}) = \tilde{C}(1 + \tilde{R}_2 e^{-2jk(L-d)}) \quad (6.7)$$

$$\tilde{C} = \tilde{A} \frac{e^{-jkd}(e^{jkd} + \tilde{R}_1 e^{-jkd})}{e^{-jk(L-d)}(e^{jk(L-d)} + \tilde{R}_2 e^{-jk(L-d)})} \quad (6.8)$$

La velocidad aguas arriba y aguas abajo son de igual amplitud pero viajan en sentido contrario. La suma de ambas, en la fuente ($x = d$), es igual al poder de la fuente [66] dividido por la superficie transversal del encapsulamiento [13].

$$U(d_+) - U(d_-) = \frac{q(d)}{S} \quad (6.9)$$

Sean las velocidades aguas arriba ($d-$) y aguas abajo ($d+$).

$$U_{(d-)} = \tilde{A} e^{-jkd} (e^{jkd} - \tilde{R}_1 e^{-jkd}) / \rho_0 c \quad (6.10)$$

$$U_{(d+)} = \tilde{C} e^{-jk(L-d)} (e^{jk(L-d)} - \tilde{R}_2 e^{-jk(L-d)}) / \rho_0 c \quad (6.11)$$

Sustituyendo la ecuación 6.8 en la ecuación 6.11 y la ecuación 6.10 y la ecuación 6.11 en la ecuación 6.9 y operando se obtiene:

$$\frac{2\tilde{A}(e^{jk(L-d)} - \tilde{R}_1 \tilde{R}_2 e^{-jk(L-d)})}{e^{jk(L-d)} + \tilde{R}_2 e^{-jk(L-d)}} = \frac{q(d)\rho_0 c}{S} \quad (6.12)$$

Por lo que A , en función del poder de la fuente y de los coeficientes de reflexión de las paredes es:

$$\tilde{A} = \frac{q(d)\rho_0 c(e^{jk(L-d)} + \tilde{R}_2 e^{-jk(L-d)})}{2S e^{-jkd}(e^{jkl} - \tilde{R}_1 \tilde{R}_2 e^{-jkl})} \quad (6.13)$$

Sustituyendo la ecuación 6.8 y la ecuación 6.13 en la ecuación 6.4 y la ecuación 6.6 se obtienen las ecuaciones exponenciales de la presión acústica y de la velocidad de las partículas aguas arriba y abajo respecto de la fuente primaria, en función de la velocidad de volumen de la fuente y los coeficientes de reflexión de las paredes.

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c(e^{jk(L-d)} + \tilde{R}_2 e^{-jk(L-d)})}{2S(e^{jkl} - \tilde{R}_1 \tilde{R}_2 e^{-jkl})} (e^{jkx} + \tilde{R}_1 e^{-jkx}) \\ u(x) &= \frac{q(d)(e^{jk(L-d)} + \tilde{R}_2 e^{-jk(L-d)})}{2S(e^{jkl} - \tilde{R}_1 \tilde{R}_2 e^{-jkl})} (-e^{jkx} + \tilde{R}_1 e^{-jkx}) \end{aligned} \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.14)$$

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c(e^{jkd} + \tilde{R}_1 e^{-jkd})}{2S(e^{jkl} - \tilde{R}_1 \tilde{R}_2 e^{-jkl})} (e^{jk(L-x)} + \tilde{R}_2 e^{-jk(L-x)}) \\ u(x) &= \frac{q(d)(e^{jkd} + \tilde{R}_1 e^{-jkd})}{2S(e^{jkl} - \tilde{R}_1 \tilde{R}_2 e^{-jkl})} (e^{jk(L-x)} - \tilde{R}_2 e^{-jk(L-x)}) \end{aligned} \right\} d \leq x \leq L \quad (6.15)$$

En el caso en que los coeficientes de reflexión fueran iguales a R en ambas paredes entonces:

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c(e^{jk(L-d)} + \tilde{R} e^{-jk(L-d)})}{2S(e^{jkl} - \tilde{R}^2 e^{-jkl})} (e^{jkx} + \tilde{R} e^{-jkx}) \\ u(x) &= \frac{q(d)(e^{jk(L-d)} + \tilde{R} e^{-jk(L-d)})}{2S(e^{jkl} - \tilde{R}^2 e^{-jkl})} (-e^{jkx} + \tilde{R} e^{-jkx}) \end{aligned} \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.16)$$

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c(e^{jkd} + \tilde{R} e^{-jkd})}{2S(e^{jkl} - \tilde{R}^2 e^{-jkl})} (e^{jk(L-x)} + \tilde{R} e^{-jk(L-x)}) \\ u(x) &= \frac{q(d)(e^{jkd} + \tilde{R} e^{-jkd})}{2S(e^{jkl} - \tilde{R}^2 e^{-jkl})} (e^{jk(L-x)} - \tilde{R} e^{-jk(L-x)}) \end{aligned} \right\} d \leq x \leq L \quad (6.17)$$

Expresando $\tilde{R} = |R|e^{j\chi}$ las ecuaciones quedan como:

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c(e^{jk(L-d)} + |R|e^{-j(kL-kd-\chi)})}{2S(e^{jkL} - |R|^2 e^{-j(kL-2\chi)})} (e^{jkx} + |R|e^{-j(kx-\chi)}) \\ u(x) &= \frac{q(d)(e^{jk(L-d)} + |R|e^{-j(kL-kd-\chi)})}{2S(e^{jkL} - |R|^2 e^{-j(kL-2\chi)})} (-e^{jkx} + |R|e^{-j(kx-\chi)}) \end{aligned} \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.18)$$

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c(e^{jkd} + |R|e^{-j(kd-\chi)})}{2S(e^{jkL} - |R|^2 e^{-j(kL-2\chi)})} (e^{jk(L-x)} + |R|e^{-jk(L-x-\chi)}) \\ u(x) &= \frac{q(d)(e^{jkd} + |R|e^{-j(kd-\chi)})}{2S(e^{jkL} - |R|^2 e^{-j(kL-2\chi)})} (e^{jk(L-x)} - |R|e^{-jk(L-x-\chi)}) \end{aligned} \right\} d \leq x \leq L \quad (6.19)$$

A continuación se muestran algunos casos particulares conocidos en la bibliografía [13], [75] para verificar la validez de la ecuación hallada.

Caso en que $R = 0$

Este es el caso los dos extremos del encapsulamiento son de material totalmente absorbente. Sería el caso de una fuente monopolar en un tubo infinito.

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c e^{jk(L-d)}}{2S e^{jkL}} (e^{jkx}) \\ u(x) &= \frac{q(d)e^{jk(L-d)}}{2S e^{jkL}} (-e^{jkx}) \end{aligned} \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.20)$$

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c e^{jkd}}{2S e^{jkL}} e^{jk(L-x)} \\ u(x) &= \frac{q(d)e^{jkd}}{2S e^{jkL}} e^{jk(L-x)} \end{aligned} \right\} d \leq x \leq L \quad (6.21)$$

Utilizando que $e^{j\varphi} = \cos \varphi + j \operatorname{sen} \varphi$ y $e^{-j\varphi} = \cos \varphi - j \operatorname{sen} \varphi$ se obtiene, en algunos casos particulares:

	$x = 0$	$x = d$	$x = L$
$p(x)$	$\frac{\rho_0 c q(d)}{2S} (\cos kd - j \operatorname{sen} kd)$	$\frac{\rho_0 c q(d)}{2S}$	$\frac{\rho_0 c q(d)}{2S} (\cos k(L-d) - j \operatorname{sen} k(L-d))$
$u(x)$	$-\frac{q(d)}{2S} (\cos kd - j \operatorname{sen} kd)$	$-\frac{q(d)}{2S}$	-----

$u(x+)$	-----	$\frac{q(d)}{2S}$	$\frac{q(d)}{2S} (\cos k(L-d) - j \operatorname{sen} k(L-d))$
---------	-------	-------------------	---

Tabla 6.1 Casos particulares de la ecuación de la onda sonora cuando $R = 0$.

Los resultados de la tabla se corresponden con los mismos enunciados por Nelson & Elliott [13].

Caso en que $R = 1$

Este es el caso en que los dos extremos del encapsulamiento son rígidos.

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c (e^{jk(L-d)} + e^{-jk(L-d)})}{2S(e^{jkL} - e^{-jkL})} (e^{jkx} + e^{-jkx}) \\ u(x) &= \frac{q(d)(e^{jk(L-d)} + e^{-jk(L-d)})}{2S(e^{jkL} - e^{-jkL})} (-e^{jkx} + e^{-jkx}) \end{aligned} \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.22)$$

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= \frac{q(d)\rho_0 c (e^{jkd} + e^{-jkd})}{2S(e^{jkL} - e^{-jkL})} (e^{jk(L-x)} + e^{-jk(L-x)}) \\ u(x) &= \frac{q(d)(e^{jkd} + e^{-jkd})}{2S(e^{jkL} - e^{-jkL})} (e^{jk(L-x)} - e^{-jk(L-x)}) \end{aligned} \right\} d \leq x \leq L \quad (6.23)$$

También pueden expresarse en forma trigonométrica conociendo que:

$$e^{-j\varphi} + e^{j\varphi} = 2 \cos \varphi \quad \text{y} \quad e^{-j\varphi} - e^{j\varphi} = 2j \operatorname{sen} \varphi \quad \text{y se obtiene:}$$

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= -\frac{q(d)\rho_0 c \cos k(L-d)}{Sj \operatorname{sen}(kL)} \cos kx \\ u(x) &= -\frac{q(d) \cos k(L-d)}{S \operatorname{sen}(kL)} \operatorname{sen} kx \end{aligned} \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.24)$$

$$\left. \begin{aligned} p(x) &= -\frac{q(d)\rho_0 c \cos kd}{Sj \operatorname{sen} kL} \cos k(L-x) \\ u(x) &= \frac{q(d) \cos kd}{S \operatorname{sen} kL} \operatorname{sen} k(L-x) \end{aligned} \right\} d \leq x \leq L \quad (6.25)$$

Calculando la presión y velocidad para algunas posiciones particulares:

	$x = 0$	$x = d$	$x = L$
$p(x)$	$-\frac{\rho_0 c q(d)}{Sj \operatorname{sen}(kL)} \cos k(L-d)$	$-\frac{\rho_0 c q(d) \cos kd}{Sj \operatorname{sen} kL} \cos k(L-d)$	$-\frac{\rho_0 c q(d) \cos kL}{Sj \operatorname{sen} kL} \cos k(L-d)$

$v(x^-)$	$-\frac{q(d)}{S \operatorname{sen}(kL)} \cos k(L-d)$	$-\frac{q(d) \operatorname{sen} kd}{S \operatorname{sen} kL} \cos k(L-d)$	-----
$v(x^+)$	-----	$\frac{q(d) \cos kd}{S \operatorname{sen} kL} \operatorname{sen} k(L-d)$	$\frac{q(d) \cos kd}{S \operatorname{sen} kL}$

Tabla 6.2 Casos particulares de la ecuación de la onda sonora cuando $R = 1$.

Se llega a la misma ecuación de presión calculada por Curtis [13] en 1988 y a otras enunciadas en otras referencias de la bibliografía [75].

6.2.2 Desarrollo teórico de las ecuaciones en forma trigonométrica

Debido a que la presión acústica $p(x,t) = \operatorname{Re}(p(x))$ resulta lógico expresar la presión acústica en una componente real. Debido a que el poder de una fuente monopolar es complejo, realmente la ecuación que se quiere encontrar debe tener parte imaginaria para que al multiplicar por el poder de la fuente resulte finalmente real.

Operando la ecuación 6.14 y la ecuación 6.15 se obtiene:

$$p(x) = \frac{q(d)\rho_o c}{2S} \frac{(e^{j(kx-\frac{\chi_2}{2})} + |R_1| e^{-j(kx-\chi_1+\frac{\chi_2}{2})})(e^{j(k(L-d)-\frac{\chi_2}{2})} + |R_2| e^{-j(k(L-d)-\frac{\chi_2}{2})})}{(e^{j(kL-\chi_2)} - |R_1||R_2| e^{-j(kL-\chi_1)})} \left. \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.26)$$

$$p(x) = \frac{q(d)\rho_o c}{2S} \frac{(e^{j(kd-\frac{\chi_2}{2})} + |R_1| e^{-j(kd-\chi_1+\frac{\chi_2}{2})})(e^{j(k(L-x)-\frac{\chi_2}{2})} + |R_2| e^{-j(k(L-x)-\frac{\chi_2}{2})})}{(e^{j(kL-\chi_2)} - |R_1||R_2| e^{-j(kL-\chi_1)})} \left. \right\} d \leq x \leq L \quad (6.27)$$

Transformando las expresiones en función de variables trigonométricas, operando e identificando sólo la parte imaginaria p_i se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$p_i(x) = -\frac{q(d)\rho_o c}{2S} \frac{(1+|R_1|^2 |R_2|^2) \operatorname{sen} k(d-x) + |R_1| (1+|R_2|^2) \operatorname{sen}(k(d+x) - \chi_1)}{(1+|R_1|^2 |R_2|^2) - 2|R_1||R_2| \cos(2kL - \chi_1 - \chi_2)} + \frac{|R_2| (1+|R_1|^2) \operatorname{sen}(k(2L-d-x) - \chi_2) + 2|R_1||R_2| \operatorname{sen}(k(2L-d+x) - \chi_1 - \chi_2)}{(1+|R_1|^2 |R_2|^2) - 2|R_1||R_2| \cos(2kL - \chi_1 - \chi_2)} \left. \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.28)$$

$$p_i(x) = -\frac{q(d)\rho_o c}{2S} \frac{(1+|R_1|^2 |R_2|^2) \operatorname{sen} k(x-d) + |R_1| (1+|R_2|^2) \operatorname{sen}(k(d+x) - \chi_1)}{(1+|R_1|^2 |R_2|^2) - 2|R_1||R_2| \cos(2kL - \chi_1 - \chi_2)}$$

$$+ \left. \frac{|R_2|(1+|R_1|^2)\text{sen}(k(2L-d-x)-\chi_2) + 2|R_1||R_2|\text{sen}(k(2L+d-x)-\chi_1-\chi_2)}{(1+|R_1|^2|R_2|^2) - 2|R_1||R_2|\cos(2kL-\chi_1-\chi_2)} j \right\} d \leq x \leq L \quad (6.29)$$

Suponiendo que como ocurre normalmente en caso de fuentes de membrana [6] el poder de la fuente $q(d)$ tenga componente imaginaria, las ecuaciones halladas son realmente la parte real de la presión acústica $p(x)$. Como $p(x,t) = \text{Re}\{p(x)e^{i\omega t}\}$ las ecuaciones quedan finalmente como:

$$p(x,t) = \frac{|q(d)|\rho_0 c}{2S} \frac{(1+|R_1|^2|R_2|^2)\text{sen}k(d-x) + |R_1|(1+|R_2|^2)\text{sen}(k(d+x)-\chi_1)}{(1+|R_1|^2|R_2|^2) - 2|R_1||R_2|\cos(2kL-\chi_1-\chi_2)}$$

$$+ \left. \frac{|R_2|(1+|R_1|^2)\text{sen}(k(2L-d-x)-\chi_2) + 2|R_1||R_2|\text{sen}(k(2L-d+x)-\chi_1-\chi_2)}{(1+|R_1|^2|R_2|^2) - 2|R_1||R_2|\cos(2kL-\chi_1-\chi_2)} \cos(\alpha x) \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.30)$$

$$p(x,t) = \frac{|q(d)|\rho_0 c}{2S} \frac{(1+|R_1|^2|R_2|^2)\text{sen}k(x-d) + |R_1|(1+|R_2|^2)\text{sen}(k(d+x)-\chi_1)}{(1+|R_1|^2|R_2|^2) - 2|R_1||R_2|\cos(2kL-\chi_1-\chi_2)}$$

$$+ \left. \frac{|R_2|(1+|R_1|^2)\text{sen}(k(2L-d-x)-\chi_2) + 2|R_1||R_2|\text{sen}(k(2L+d-x)-\chi_1-\chi_2)}{(1+|R_1|^2|R_2|^2) - 2|R_1||R_2|\cos(2kL-\chi_1-\chi_2)} \cos(\alpha x) \right\} d \leq x \leq L \quad (6.31)$$

Estas ecuaciones se han debido hallar expresamente para encontrar el modelo teórico de onda plana en el encapsulamiento en función de la posición de la fuente y de los coeficientes de reflexión de las paredes de los extremos y puede considerarse como una aportación de esta tesis.

En el caso de que los coeficientes de reflexión fuesen iguales las ecuaciones son:

$$p(x,t) = \frac{|q(d)|\rho_0 c}{2S} \frac{(1+|R|^4)\text{sen}k(d-x) + |R|(1+|R|^2)\text{sen}(k(d+x)-\chi)}{(1+|R|^4) - 2|R|^2 \cos 2(kL-\chi)}$$

$$+ \left. \frac{|R|(1+|R|^2)\text{sen}(k(2L-d-x)-\chi) + 2|R|^2 \text{sen}(k(2L-d+x)-2\chi)}{(1+|R|^4) - 2|R|^2 \cos 2(kL-\chi)} \cos(\alpha x) \right\} 0 \leq x \leq d \quad (6.32)$$

$$p(x,t) = \frac{|q(d)|\rho_0 c}{2S} \frac{(1+|R|^4)\text{sen}k(x-d) + |R|(1+|R|^2)\text{sen}(k(d+x)-\chi)}{(1+|R|^4) - 2|R|^2 \cos 2(kL-\chi)}$$

$$+ \frac{|R|(1+|R|^2)\text{sen}(k(2L-d-x)-\chi)+2|R|^2\text{sen}(k(2L+d-x)-2\chi)}{(1+|R|^4)-2|R|^2\cos 2(kL-\chi)} \cos(\alpha x) \Big\} d \leq x \leq L \quad (6.33)$$

6.2.3 Comprobación experimental de las ecuaciones formuladas

6.2.3.1 Metodología utilizada

A continuación se realiza la comprobación de las ecuaciones obtenidas comparándolas con los resultados obtenidos experimentalmente y se estudia la evolución del campo acústico en función de los diferentes parámetros significativos como la frecuencia de emisión, posición de la fuente...

En los apartados anteriores, se han determinado los valores de los coeficientes de reflexión de las paredes de los extremos del encapsulamiento en función de la frecuencia. Existe una diferencia del coeficiente de reflexión entre la pared de la izquierda R_1 y el de la pared derecha R_2 debido a que en la pared de la izquierda existe un pequeño agujero por el que circulan los cables de los micrófonos situados en el interior del encapsulamiento hacia el exterior.

Por ello y en función de los resultados obtenidos por mediante el método del tubo de Kundt anteriormente, se ha determinado que para una pared de madera de $0,28 \times 0,28$ [m²] de $0,9$ [cm] de espesor con un agujero de diámetro aproximadamente de 70 [mm] y cubierto de masilla existe una reducción de dicho coeficiente del 15 % aproximadamente respecto al de la pared del extremo derecho.

Se ha situado un altavoz en el interior del encapsulamiento variando algunos parámetros.

El esquema que se ha seguido al realizar las pruebas es el siguiente:

- a. Emitiendo a diferentes frecuencias y sin modificar la posición de la fuente.
- b. Emitiendo a una misma frecuencia y situando el altavoz en diferentes posiciones. Se ha realizado para dos frecuencias críticas.
 - b.1 En el caso en que la frecuencia de emisión sea de antiresonancia [6], es decir que la longitud del tubo sea $(2n+1)/4$ de su longitud de onda, donde n es un número entero.
 - b.2 En el caso en que la frecuencia de emisión sea de resonancia [6], es decir que la longitud del tubo sea $n/2$ de su longitud de onda, donde n es un número entero.

Para comprobar experimentalmente los campos en el interior del encapsulamiento del estudio (Fig. 5.1 y Fig. 5.2) se han situado en el interior de éste 36 micrófonos “Electret” monitorizados a un intervalo constante de aproximadamente 101 [mm] y otros 4 cerca de la fuente, en un intervalo de 20 [mm], para establecer con mayor precisión el punto máximo. Se ha situado un último micrófono en el punto medio del encapsulamiento, un punto crítico, ya que es un punto de máximo vientre o nodo a las frecuencias de resonancia.

Todos los micrófonos han sido perfectamente calibrados comprobando que todos ellos midan el mismo resultado en amplitud a las frecuencias de trabajo del experimento. En caso de desviación se ha corregido el valor realizando durante la calibración la tabla de corrección correspondiente en función de la frecuencia y de la amplitud.

En la figura 6.2 se muestra la disposición de los micrófonos en el interior del tubo.

Como fuente de ruido en el interior del encapsulamiento, se ha utilizado un altavoz denominado altavoz primario. Inicialmente se ha emitido una señal senoidal procedente del generador de funciones Promax GF 1000. Esta señal se ha amplificado mediante un amplificador de dos canales Simmarc 500, de potencia 250 [W] por canal, antes de ser enviada al altavoz. Este altavoz es del tipo 5”MP60-N de la marca BEYMA de 50 [W] de potencia y con buena respuesta a baja y media frecuencia.

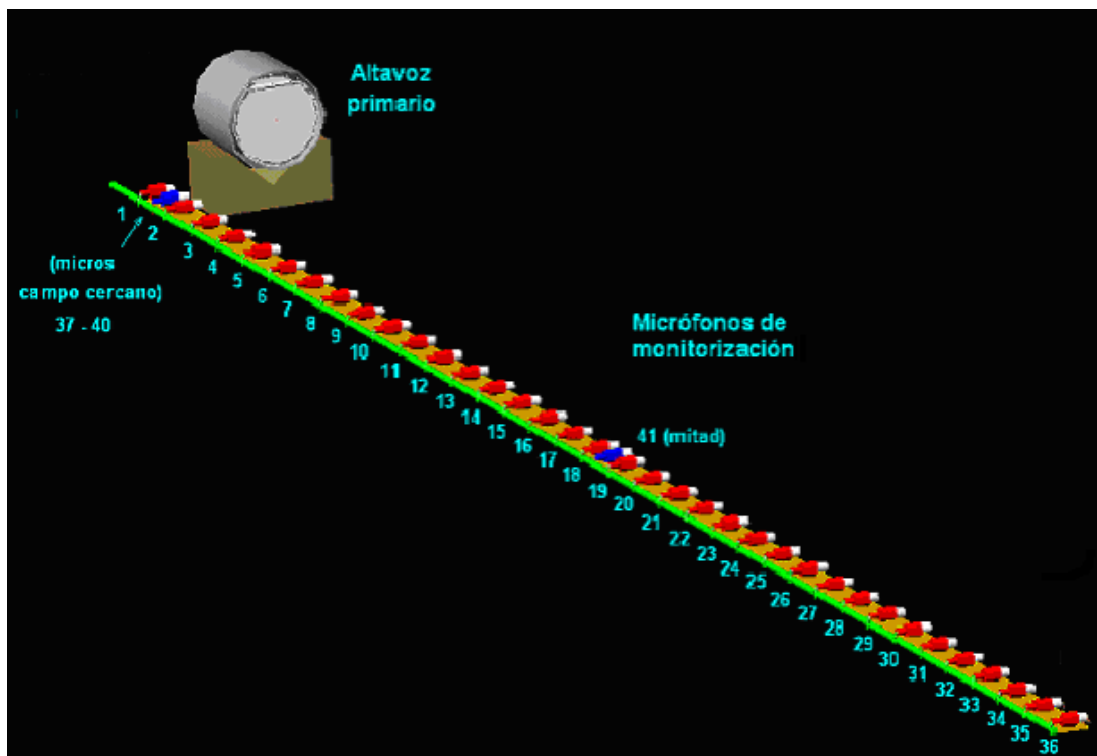


Fig. 6.2 Disposición de los micrófonos de monitorización.

6.2.3.2 Campo acústico en el encapsulamiento en función de la frecuencia emitida y de sus modos propios

Situando el altavoz en uno de los extremos del encapsulamiento y sin modificar la amplitud se ha medido la amplitud de la onda acústica en el otro extremo solamente

variando las frecuencias. De esta forma se ha realizado una gráfica que permite conocer las frecuencias propias del encapsulamiento.

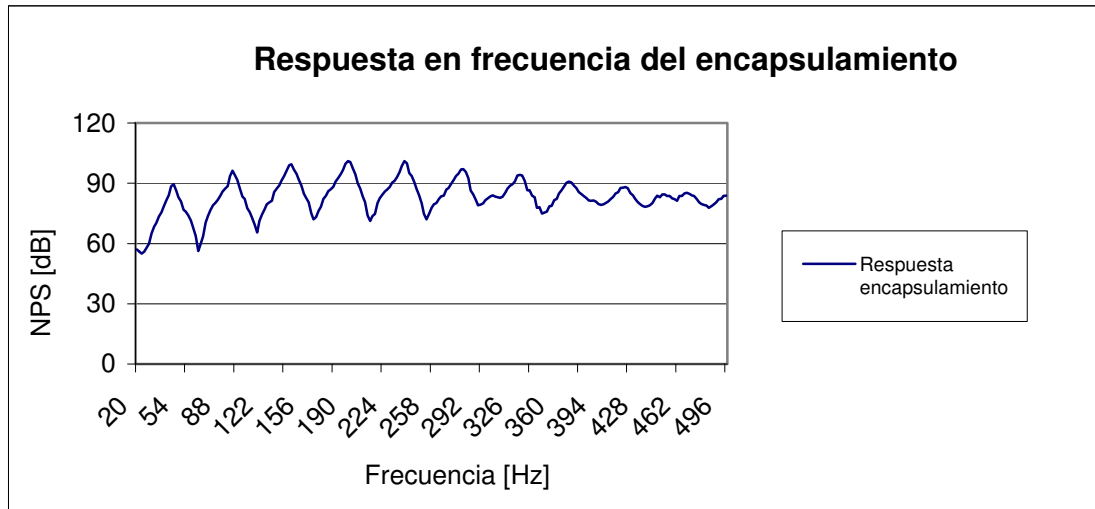


Fig. 6.3 Respuesta acústica experimental del encapsulamiento en función de la frecuencia hasta 500 [Hz].

Se deduce que las frecuencias propias del encapsulamiento, para onda plana, son similares a las que pueden hallarse mediante la fórmula:

$$f_p = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{[n(\omega_n)]^2}{L^2}} \quad (6.34)$$

Siendo: c (velocidad del sonido: 340 m/s)
 $n(\omega_n)$ (modos propios: 1, 2)
 L (Longitud del tubo: 3,55 m)

Para este encapsulamiento existe onda plana, como mínimo hasta aproximadamente la frecuencia de 600 [Hz] y por la [ecuación 3.17](#) se deduce que puede realizarse un control activo global hasta 970 [Hz].

Si se escogiese un encapsulamiento menor en longitud y de igual sección, la onda plana se formaría hasta la misma frecuencia pero se llegaría a la condición de alta densidad modal a frecuencias mayores y por lo tanto disminuiría la frecuencia a la que podría realizarse el control global.

Los valores resultantes mediante la [ecuación 6.34](#) y los hallados experimentalmente se comparan en la siguiente tabla. Se han señalado en azul las frecuencias próximas a las frecuencias de emisión del ruido del motor a cancelar.

Modos propios	Experimentales	Teóricos
(1,0,0)	49	47,8
(2,0,0)	98	95,7
(3,0,0)	146	143,6
(4,0,0)	192	191,6
(5,0,0)	238	239,4
(6,0,0)	286	287,3
(7,0,0)	332	335,2
(8,0,0)	372	383,0
(9,0,0)	418	431,0

Tabla 6.3 Comparación entre valores experimentales y teóricos de las frecuencias propias del encapsulamiento.

6.2.3.3 *Campo acústico en el encapsulamiento en función de la frecuencia para un altavoz situado en uno de sus extremos*

A continuación se estudiará la forma de la [ecuación 6.30](#) y la [ecuación 6.31](#) de onda halladas en comparación con las medidas experimentalmente y las obtenidas suponiendo rigidez total en los extremos según la [ecuación 6.24](#) y la [ecuación 6.25](#) utilizadas por Curtis. Esto ayudará a validar dichas fórmulas y a verificar si se puede utilizar la hipótesis de suponer rigidez total en los extremos al abordar el control activo.

El estudio se realizará para un conjunto de frecuencias discretas entre los modos propios de 146 [Hz] y 192 [Hz] para comprender como se comporta el campo acústico.

Se ha estudiado el campo acústico para ese intervalo de frecuencias, situando el altavoz primario al final del encapsulamiento en la posición $x = L = 3,55$ [m]. Los valores obtenidos experimentalmente para todas las frecuencias, son para una misma potencia eléctrica aplicada sobre el altavoz.

Evolución teórica y experimental a la frecuencia de 146 [Hz] (3,0,0)

A la frecuencia de 146 [Hz], el coeficiente de reflexión en la pared aguas abajo, hallado experimentalmente, es aproximadamente de $R_2 = 0,99$ y de fase $\chi_2 = -0,03$ [rad]. Siendo el coeficiente de reflexión en la pared izquierda de $R_1 = 0,84$ y de desfase igual a $\chi_1 = -0,01$ [rad] se ha determinado teóricamente la onda acústica para estos coeficientes y para el caso de reflexión total y se ha comparado con los resultados obtenidos experimentalmente.

Como el altavoz está situado en el extremo $x = L$, se utiliza la ecuación de la presión acústica para aguas arriba ($0 \leq x \leq L$).

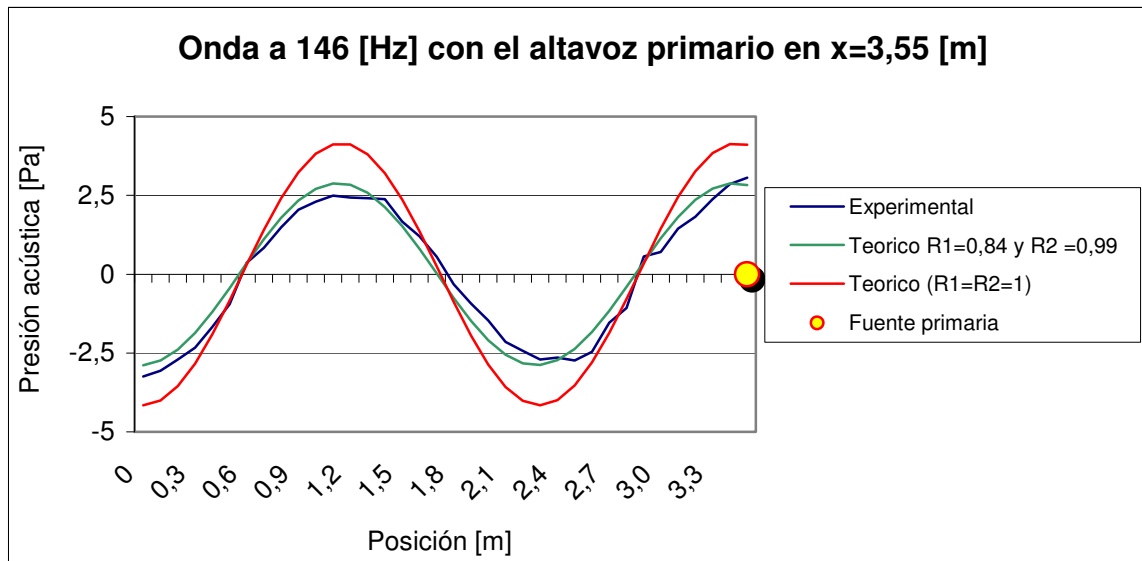


Fig. 6.4 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados, y el resultado experimental para la frecuencia de 146 [Hz] y la posición de la fuente en $x = 3,55$ [m].

Para que el valor de la amplitud de la onda teórica y experimental coincidan, el valor del poder de la fuente debe ser en este caso de $q = 0,00012$ [m³/s]. El valor debe ser pequeño ya que ese está próximo a un caso de resonancia y el altavoz está situado en un máximo. Si el encapsulamiento fuese exactamente de longitud $3\lambda/2 = 3,493\dots$ [m], entonces la presión máxima sería infinita. El valor de presión acústica máxima es de 101,7 [dB].

Evolución teórica y experimental a la frecuencia de 152 [Hz]

A la frecuencia de 152 [Hz] el coeficiente de reflexión para la pared derecha es aproximadamente de $R_2 = 0,99$ y de desfase de $\chi_2 = -0,03$ [rad], siendo el coeficiente de reflexión en la pared izquierda es de $R_1 = 0,84$ y de desfase de $\chi_1 = -0,01$ [rad]. Se ha determinado teóricamente para estos coeficientes y para el caso de reflexión total la onda acústica y se ha comparado con los resultados obtenidos experimentalmente.

Como el altavoz está situado en el extremo $x = L$, se utiliza la ecuación de la presión acústica para aguas arriba ($0 \leq x \leq L$).

En este caso el poder de la fuente aumenta ya que la frecuencia no es de resonancia, $q = 0,00024$ [m³/s] y en el punto donde se sitúa la fuente, el valor de la presión acústica no es máximo. En este caso, el valor de presión máximo es de 98,6 [dB].

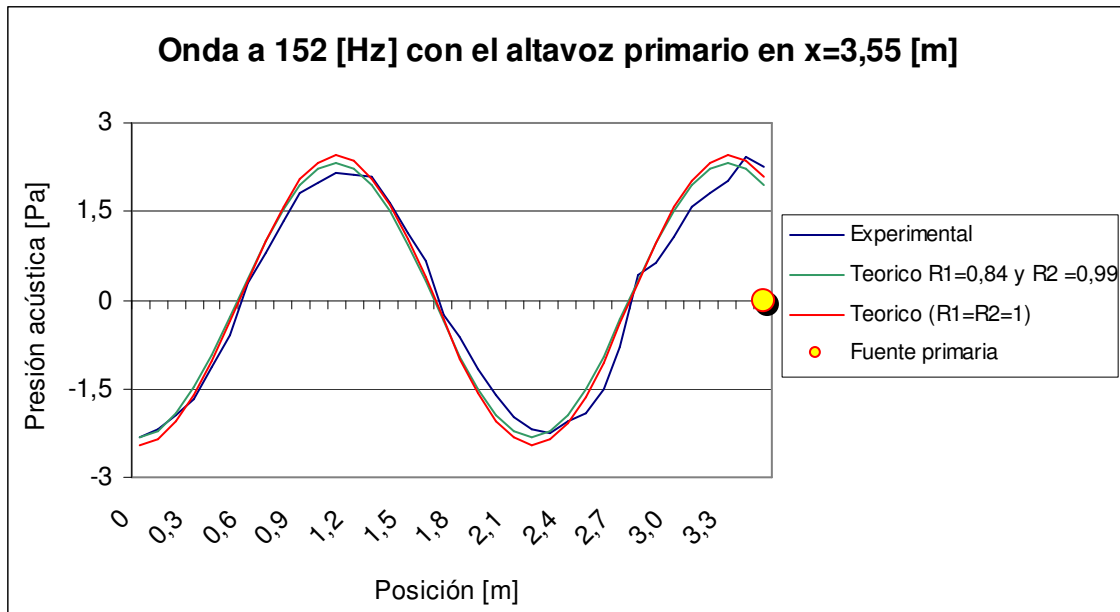


Fig. 6.5 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados, y el resultado experimental para la frecuencia de 152 [Hz] y la posición de la fuente en $x = 3,55$ [m].

Evolución teórica y experimental a la frecuencia de 164 [Hz]

A la frecuencia de 164 [Hz] el coeficiente de reflexión para la pared derecha es aproximadamente de $R_2 = 0,983$ y de desfase de $\chi_2 = -0,04$ [rad], siendo el coeficiente de reflexión en la pared izquierda es de $R_1 = 0,835$ y de desfase $\chi_1 = -0,03$ [rad], se ha determinado teóricamente para estos coeficientes y para el caso de reflexión total la onda acústica y se ha comparado con los resultados obtenidos experimentalmente. Como el altavoz está situado en el extremo $x = L$, se utilizará la ecuación de la presión acústica para aguas arriba ($0 \leq x \leq L$).

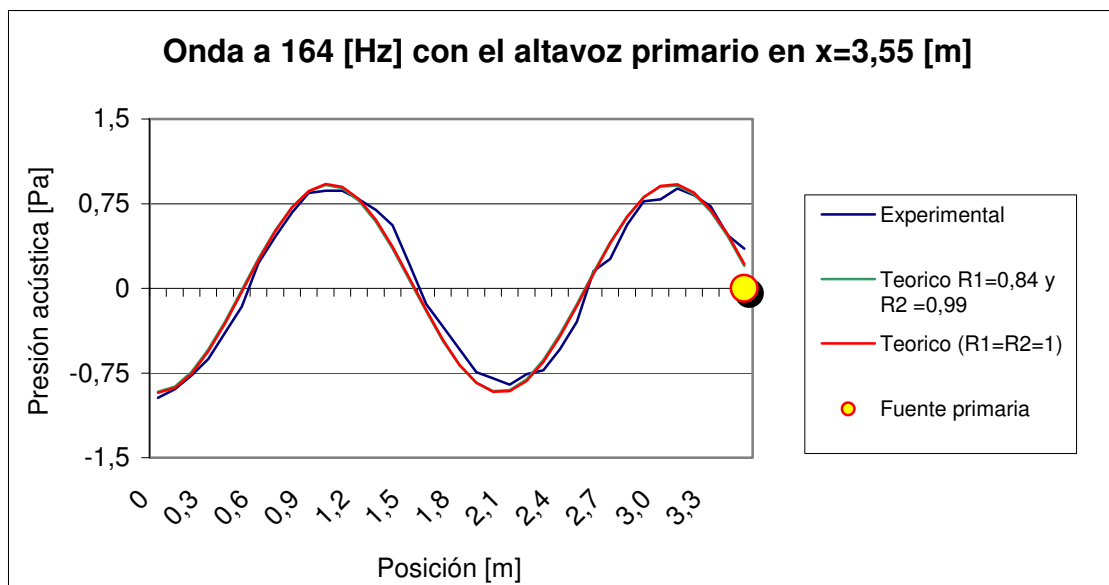


Fig. 6.6 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados y el resultado experimental para la frecuencia de 164 [Hz] y para la posición de la fuente en $x = 3,55$ [m].

En este caso la velocidad de volumen es de $q = 0,00017 \text{ [m}^3/\text{s]}$. En este caso el valor de presión máximo es de $90,7 \text{ [dB]}$.

Evolución teórica y experimental a la frecuencia de 182 [Hz]

A la frecuencia de 182 [Hz] el coeficiente de reflexión para la pared derecha es aproximadamente de $R_2 = 0,983$ y de desfase de $\chi_2 = -0,04 \text{ [rad]}$, siendo el coeficiente de reflexión en la pared izquierda es de $R_1 = 0,835$ y desfase de $\chi_1 = -0,03 \text{ [rad]}$. Se ha determinado teóricamente para estos coeficientes y para el caso de reflexión total la onda acústica y se ha comparado con los resultados obtenidos experimentalmente.

Como el altavoz está situado en el extremo $x = L$, se utiliza la ecuación de la presión acústica para aguas arriba ($0 \leq x \leq L$).

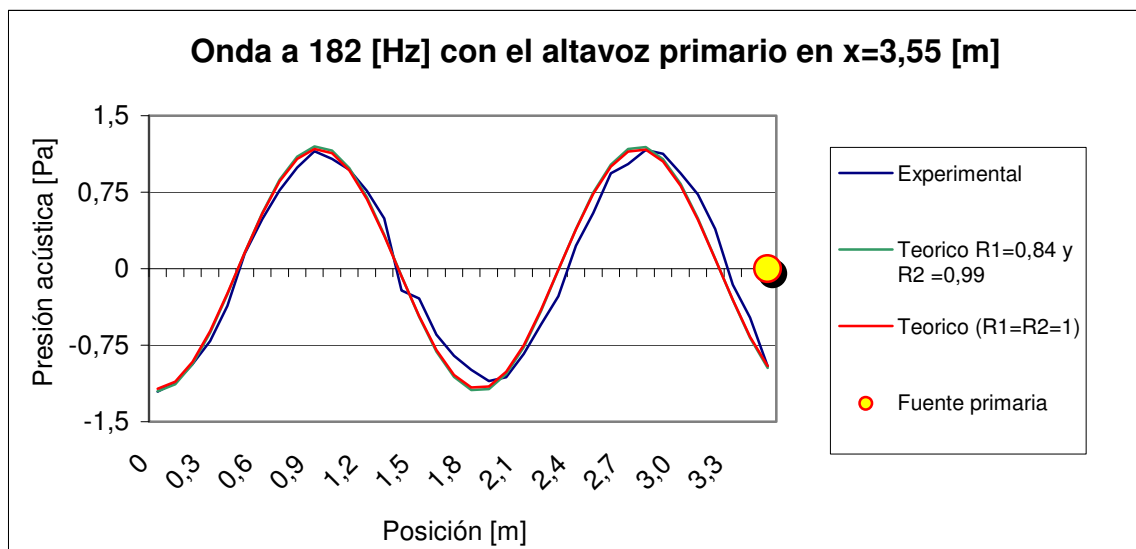


Fig. 6.7 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados, y el resultado experimental para la frecuencia de 182 [Hz] y la posición de la fuente en $x = 3,55 \text{ [m]}$.

En este caso la velocidad de volumen es de $q = 0,00013 \text{ [m}^3/\text{s]}$ y el valor de presión máximo es de $92,6 \text{ [dB]}$.

Evolución teórica y experimental a la frecuencia de 192 [Hz]

A la frecuencia de 192 [Hz] el coeficiente de reflexión para la pared derecha es aproximadamente de $R_2 = 0,974$ y de desfase de $\chi_2 = -0,048 \text{ [rad]}$, siendo el coeficiente de reflexión en la pared izquierda de $R_1 = 0,835$ y de desfase $\chi_1 = -0,03 \text{ [rad]}$. Se ha determinado teóricamente para estos coeficientes y para el caso de reflexión total la onda acústica y se ha comparado con los resultados obtenidos experimentalmente.

Como el altavoz está situado en el extremo $x = L$, se utiliza la ecuación de la presión acústica para aguas arriba ($0 \leq x \leq L$).

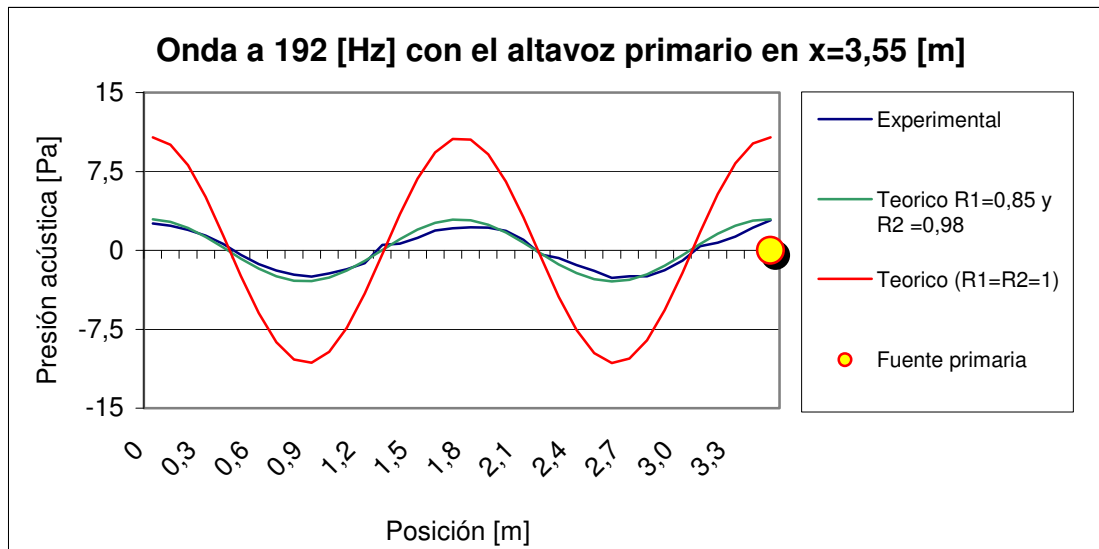


Fig. 6.8 Comparación entre las ecuaciones teóricas, suponiendo las paredes totalmente rígidas o con los coeficientes de reflexión hallados, y el resultado experimental para la frecuencia de 192 [Hz] y la posición de la fuente en $x = 3,55$ [m].

En este caso $q = 0,0001$ [m³/s]. El valor debe ser pequeño ya que se está próximo a un caso de resonancia y el altavoz está situado en un máximo. El valor de presión acústica máximo es de 99,1 [dB].

Se observa que a las frecuencias próximas a la de resonancia hay mayores diferencias de amplitud de presión sonora en función de la rigidez de la pared.

6.2.3.4 Variación del campo acústico en función de la posición de la fuente de ruido

En este apartado se valora la influencia sobre el campo acústico de la colocación de la fuente primaria en el interior del encapsulamiento en dos casos: Para una frecuencia próxima a la frecuencia de resonancia y para otras frecuencias, que se denominarán de no resonancia. De esta forma se comprende porque es más sencillo cancelar mediante control activo a una frecuencia próxima a la frecuencia de resonancia, independientemente de su situación en el recinto.

Evolución teórica y experimental para una frecuencia de no resonancia en función de la posición de la fuente sonora.

En este caso se trabaja a una frecuencia de no resonancia de 164 [Hz], aunque el comportamiento con otro tipo de frecuencia que no sea de resonancia es similar.

Se situará el altavoz en diferentes posiciones sin variar la potencia eléctrica suministrada y se compararán los resultados. Se dirigirá siempre hacia el extremo derecho del tubo, en la posición $x = 3,55$ [m], para evaluar la direccionalidad de la fuente.

Las diferentes posiciones se indican en el siguiente dibujo esquemático del encapsulamiento. Se ensayarán nueve posiciones y se indica en cada caso el poder calculado de la fuente.

Para simplificar el problema, se supondrá en el cálculo una total rigidez de las paredes, por lo que se empleará la ecuación 6.24 y la ecuación 6.25.

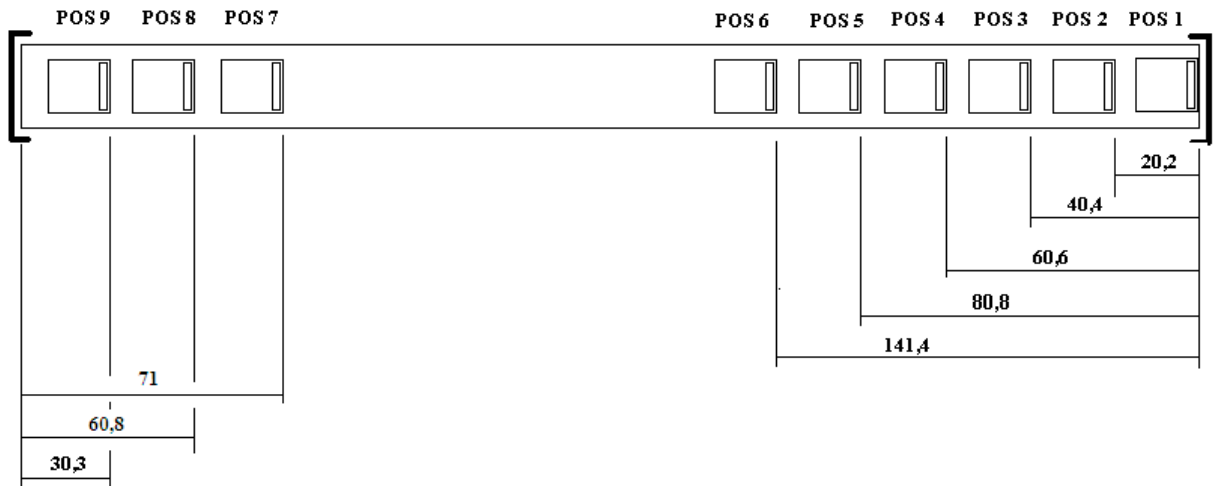


Fig. 6.9 Posiciones ensayadas a una frecuencia de no resonancia (Cotas en centímetros).

Posición 1

Se evalúa la posición en que el altavoz está en un extremo.

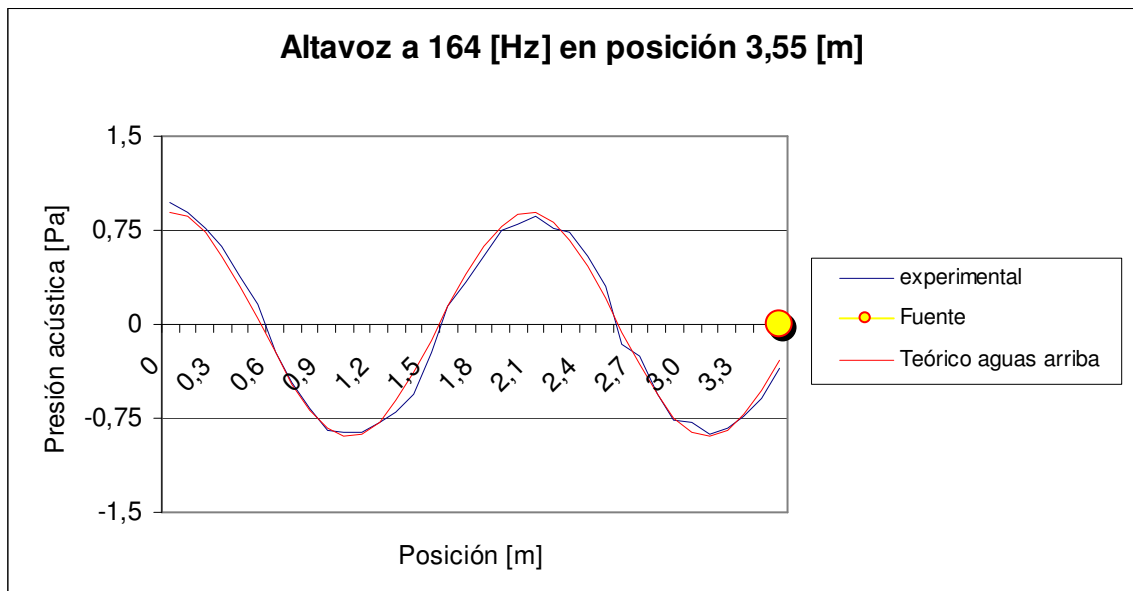


Fig. 6.10 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 3,55$ [m].

El poder de la fuente calculada a partir de la onda experimental es $q = 0,00016$ [m³/s].

Posición 2

Se evalúa la posición en que el altavoz está a 20,2 [cm] del extremo derecho.

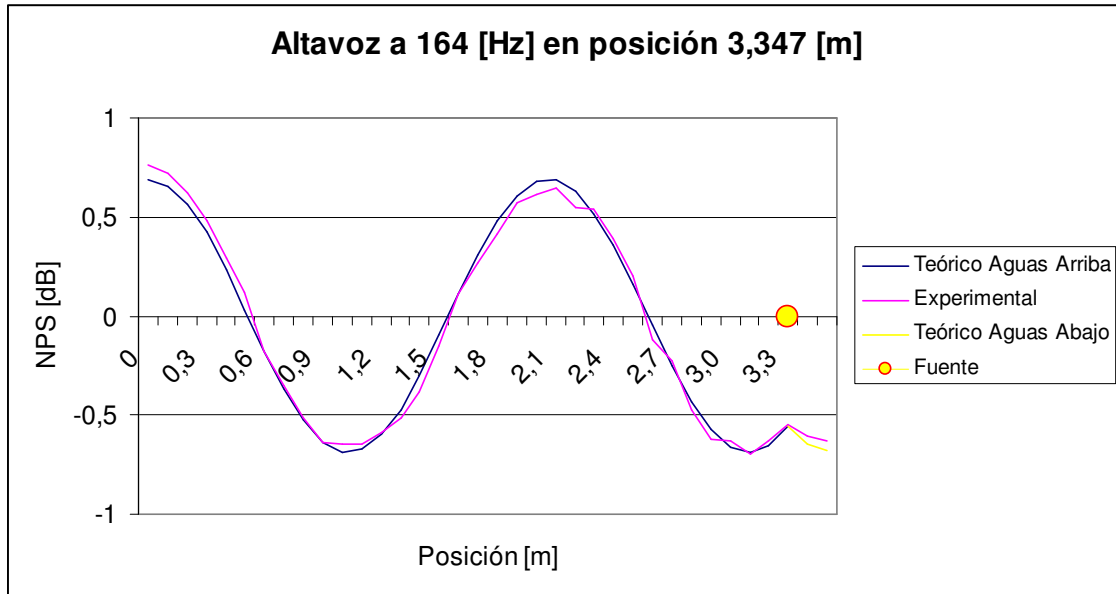


Fig. 6.11 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 3,347$ [m].

El poder de la fuente calculada a partir de la onda experimental es $q = 0,00015$ [m³/s].

Posición 3

Se evalúa la posición en que el altavoz está a 40,4 [cm] del extremo derecho.

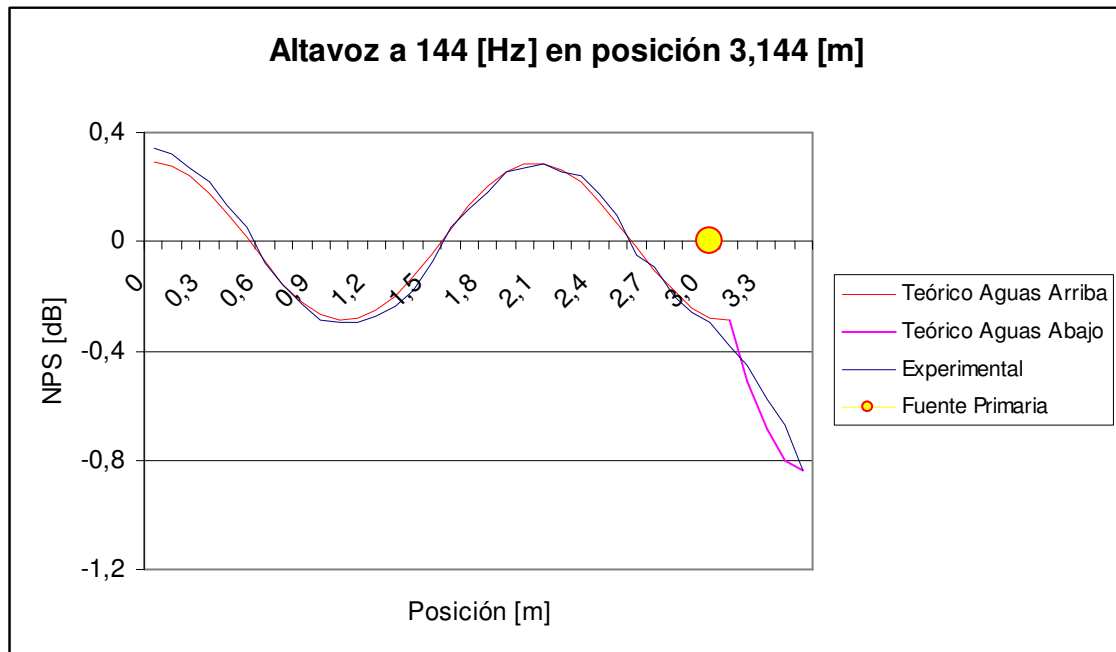


Fig. 6.12 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 3,144$ [m].

El poder de la fuente calculada a partir de la onda experimental es de $q = 0,00016$ [m³/s].

Posición 4

Se evalúa la posición en que el altavoz está a 60,6 [cm] del extremo derecho.

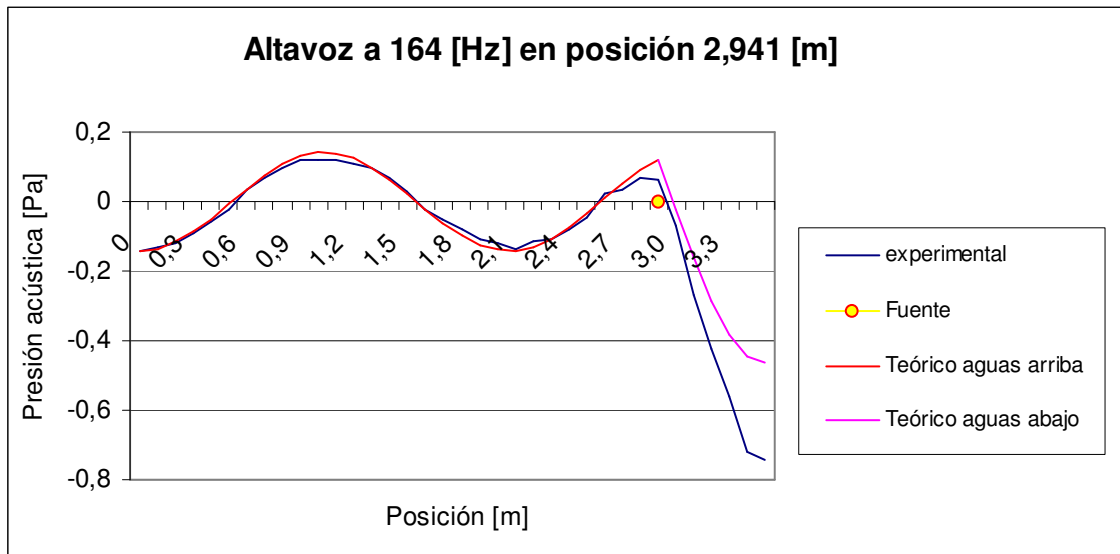


Fig. 6.13 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 2,941$ [m].

El poder de la fuente calculada a partir de la onda experimental, en esta posición próxima a un nodo, es de $q = 0,00009$ [m³/s]. Se observa mayor influencia de la impedancia de las paredes de los extremos.

Posición 5

Se evalúa la posición en que el altavoz está a 80,8 [cm] del extremo derecho.

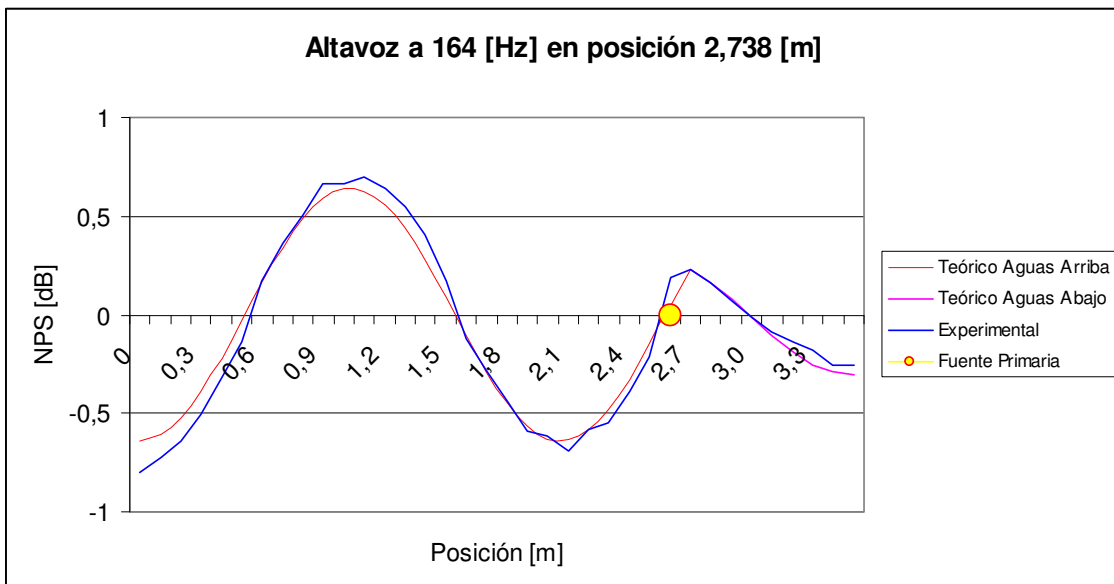


Fig. 6.14 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 2,738$ [m].

El poder de la fuente calculada a partir de la onda experimental es $q = 0,00015$ [m³/s].

Posición 6

Se evalúa la posición en que el altavoz está a 141,4 [cm] del extremo derecho.

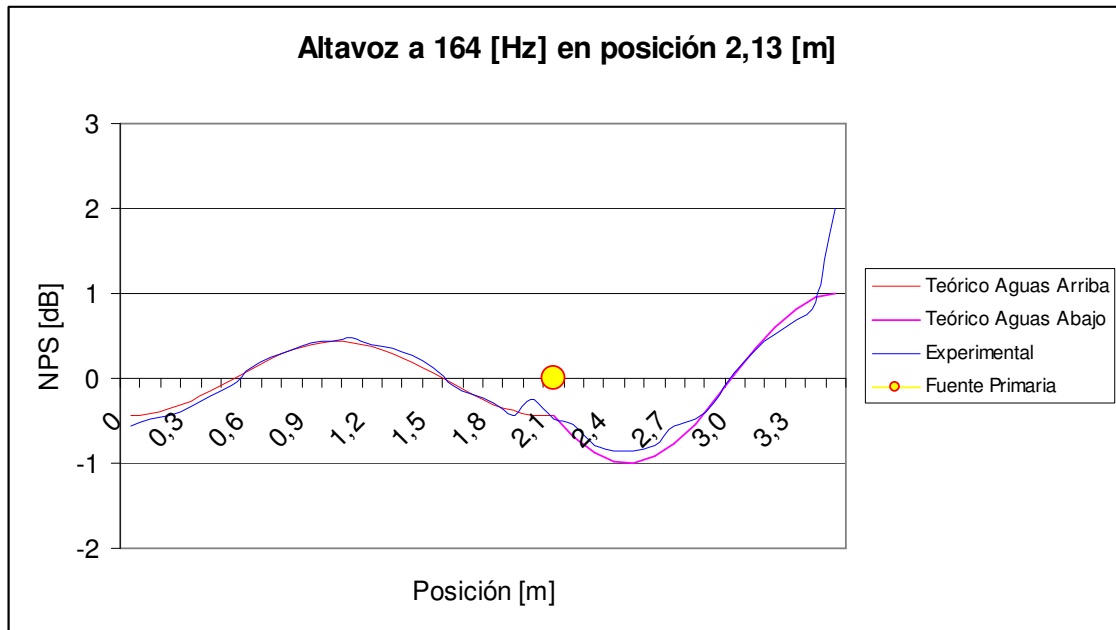


Fig. 6.15 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 2,13$ [m].

El poder de la fuente calculada a partir de la onda experimental es $q = 0,00018$ [m³/s]. Es el poder máximo hallado debido a que se encuentra en un vientre o máximo.

Posición 7

Se evalúa la posición en que el altavoz está a 71 [cm] del extremo izquierdo, próximo a uno de los nodos de la onda estacionaria pero por la zona de aguas abajo.

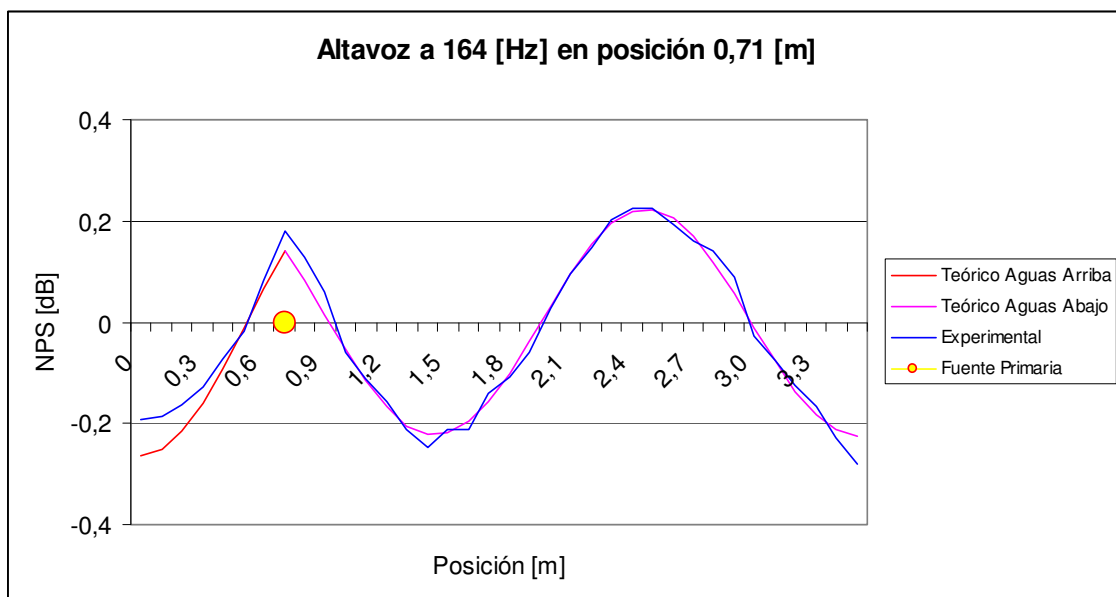


Fig. 6.16 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 0,71$ [m].

El poder de la fuente calculado a partir de la onda experimental es $q = 0,00075 \text{ [m}^3/\text{s]}$. Hasta el momento para el resto de las posiciones hay poca diferencia entre los diferentes poderes de las fuentes calculados, si bien aumenta en la posición de máximos o vientres de la onda y disminuye cerca de los nodos como en este caso.

Posición 8

Se evalúa la posición en que el altavoz está a 60,8 [cm] del extremo izquierdo, próximo a uno de los nodos de la onda estacionaria pero por la zona aguas arriba.

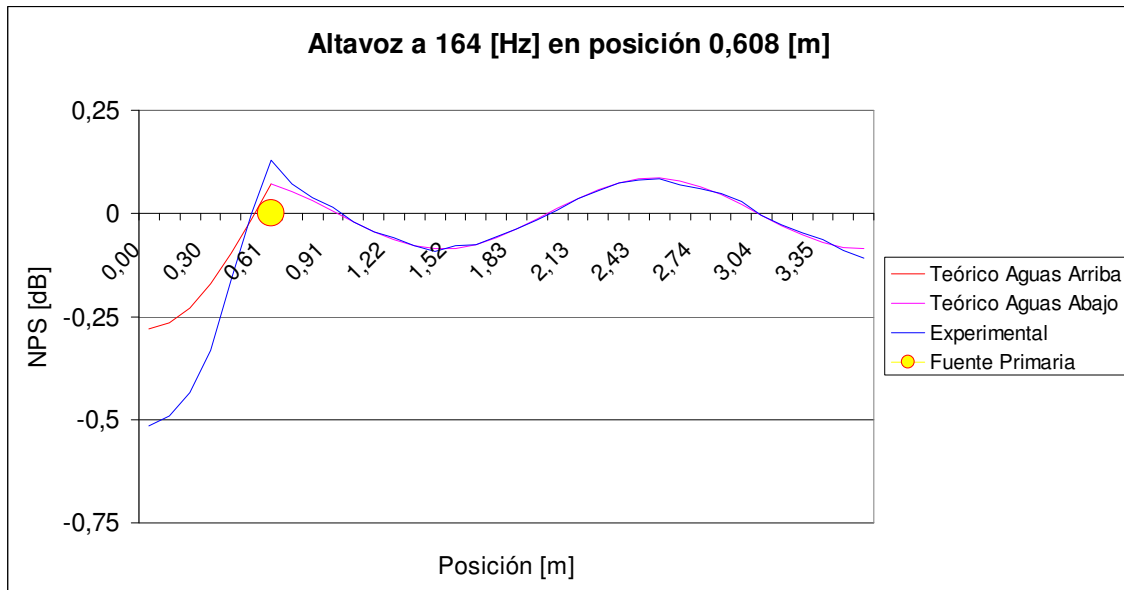


Fig. 6.17 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 0,608 \text{ [m]}$.

El poder de la fuente calculada es $q = 0,00006 \text{ [m}^3/\text{s]}$ la mínima de las obtenidas hasta ahora. En esta posición, próxima a un nodo, es notable el efecto producido por la impedancia de la pared. Como se observa, a partir de este punto se reproduce de manera simétrica los resultados obtenidos para puntos análogos pero al otro extremo, aunque el altavoz esté orientado en el mismo sentido. Se puede determinar de esta forma, que la direccionalidad [6] de la fuente dentro de un encapsulamiento no es un factor a tener en cuenta a bajas frecuencias, por lo que supondremos su efecto nulo.

Posición 9

Se evalúa la posición en que el altavoz está a 30,3 [cm] del extremo izquierdo para comprobar la analogía con la posición simétrica al otro extremo del tubo.

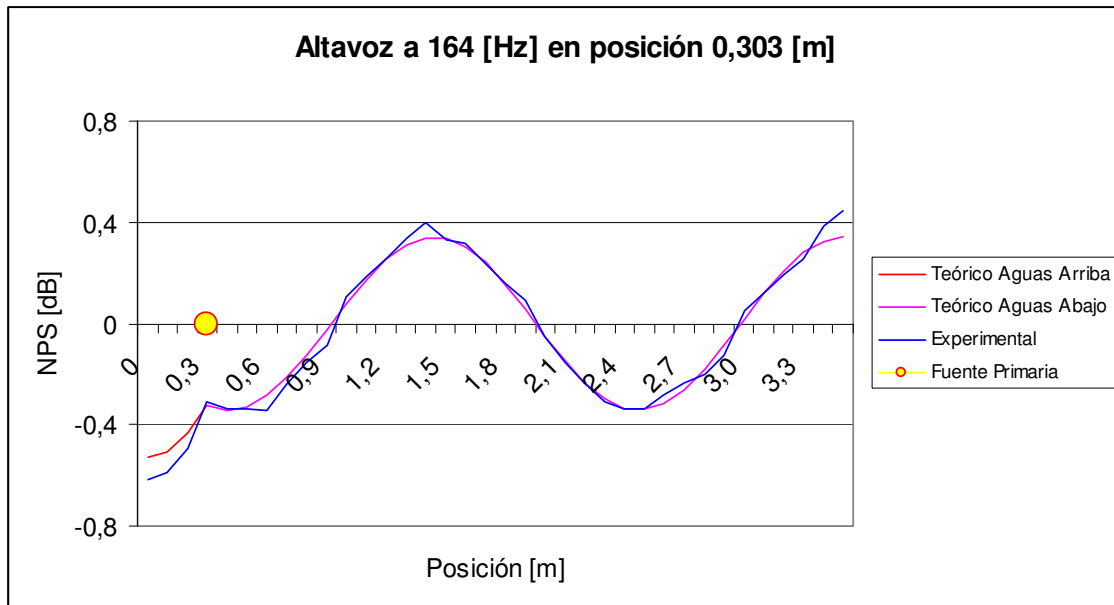


Fig. 6.18 Onda a la frecuencia de 164 [Hz] en la posición del altavoz primario $x = 0,303$ [m].

El poder de la fuente calculado es $q = 0,0001$ [m³/s]. Se observa que en este extremo los valores son en general, algo menores que al otro extremo debido a la diferente impedancia de ambas paredes.

Comparativa entre posiciones

Se realiza una comparativa de Nivel de Presión Sonora (NPS) para diferentes posiciones de la fuente a la frecuencia de 164 [Hz].

Se corrobora que:

- Al desplazar la fuente, cuando la frecuencia de emisión no coincide con ninguna frecuencia de resonancia de la cavidad la onda tiende a adaptarse a la impedancia de los extremos y en este caso, a conseguir aproximadamente el valor máximo de presión sonora en los extremos.
- Si la fuente está en un extremo, la onda se adapta solamente a la impedancia del extremo contrario.
- Al situar la fuente en un punto correspondiente a la posición de un vientre, el poder de la fuente aumenta y el nivel de presión sonora es máximo.
- Al situar la fuente en un punto correspondiente a la posición de un nodo, el poder de la fuente disminuye y el nivel de presión sonora es mínimo.
- Al situar la fuente en un punto correspondiente a una posición cercana a un nodo próximo a uno de los extremos (cercano a $\lambda/4$ desde cualquiera de los extremos), la forma de la onda entre el nodo y la pared dependerá fundamentalmente de la impedancia de ésta.
- En el interior del encapsulamiento no importa la direccionalidad de la fuente.

Como en el control activo se desea que el campo acústico creado por la fuente secundaria sea el mismo que el de la fuente de ruido, aunque desfasado 180°, resulta que si la frecuencia no es de resonancia, sólo será posible un control global máximo, en

todos los puntos del campo, si las fuentes se hallan en los extremos, ya que sino siempre se esta supeditado a las impedancias de las paredes de los extremos.

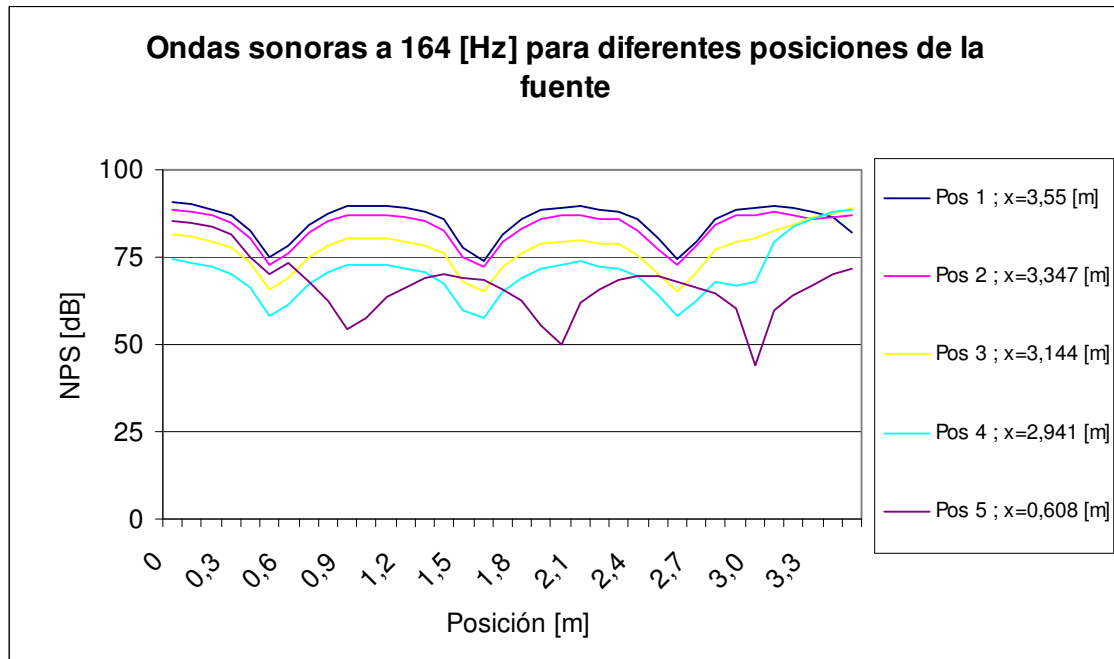


Fig. 6.19 Comparativa del nivel de presión sonora experimental para diferentes posiciones de la fuente.

Evolución teórica y experimental para una misma frecuencia situando el altavoz en distintas posiciones en el caso próximo a frecuencias de resonancia

Teóricamente [6], en el caso de que la frecuencia de emisión sea la frecuencia de resonancia de la cavidad, la presión acústica aguas arriba es idéntica a la presión acústica aguas abajo sea cual sea la posición de la fuente dentro del encapsulamiento, siempre que las paredes sean rígidas ($R= 1$ y $\chi= 0$). Este hecho puede comprobarse igualando la ecuación 6.24 y la ecuación 6.25.

Operando, se obtiene:

$$\text{sen}kL\text{sen}k(d - x) = 0$$

Una solución ya se había encontrado ($x = d$) en la continuidad de presiones en la fuente.

La otra solución es $\text{sen}(kL) = 0$ que es la condición de resonancia, ya que en resonancia ocurre que $k = 2\pi/\lambda$ y $L = n\lambda/2$ (donde n es un número entero) por lo que $\text{sen}(n\pi) = 0$. Como se observa, esta solución es independiente del punto de medición y de la posición de la fuente. A continuación se ha realizado un estudio experimental para confirmar este hecho.

Sea la frecuencia de emisión de 192 [Hz] (frecuencia próxima a la de resonancia) y las posiciones estudiadas son las que se muestran en la figura 6.20 , un máximo (pos 1), un nodo (pos 2) y una posición intermedia (pos 3).

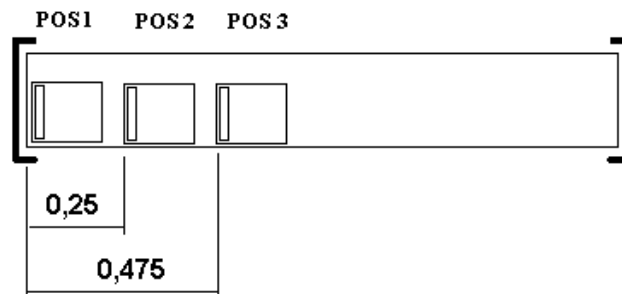


Fig.6.20 Posiciones de la fuente ensayadas.

Se observa que en la posición1 en que la fuente está en un máximo ($x = 0$), el nivel de amplitud medio de la onda es el máximo y es similar la forma de la onda al valor teórico para rigidez total.

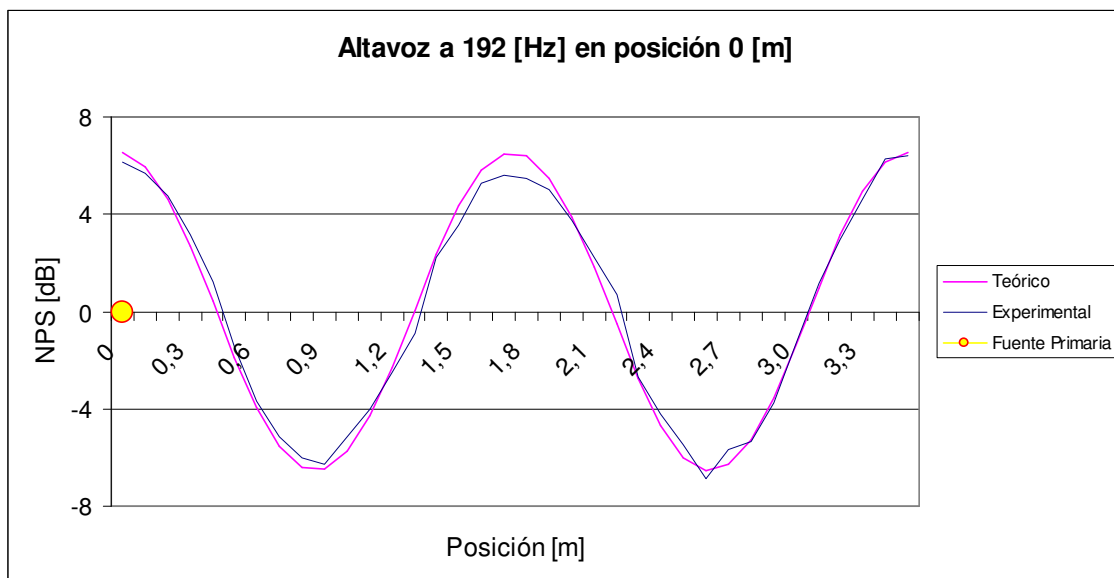


Fig. 6.21 Valores experimentales y teóricos de una onda a frecuencia 192 [Hz] para posición $x = 0$ [m].

El poder de la fuente calculada a partir del valor experimental es $q = 0,0001 \text{ [m}^3/\text{s]}$. El valor de la presión acústica máxima es de $108,7 \text{ [dB]}$.

En la posición en que el altavoz está situado a $0,25 \text{ [m]}$ del extremo, posición intermedia entre el máximo en el extremo y el primer nodo, disminuye la amplitud de la onda respecto a la posición anterior, aunque se observa que no varía el campo acústico. Aguas arriba disminuye levemente la presión acústica debido a la impedancia de la pared, ya que 192 [Hz] no es exactamente la frecuencia de resonancia del encapsulamiento.

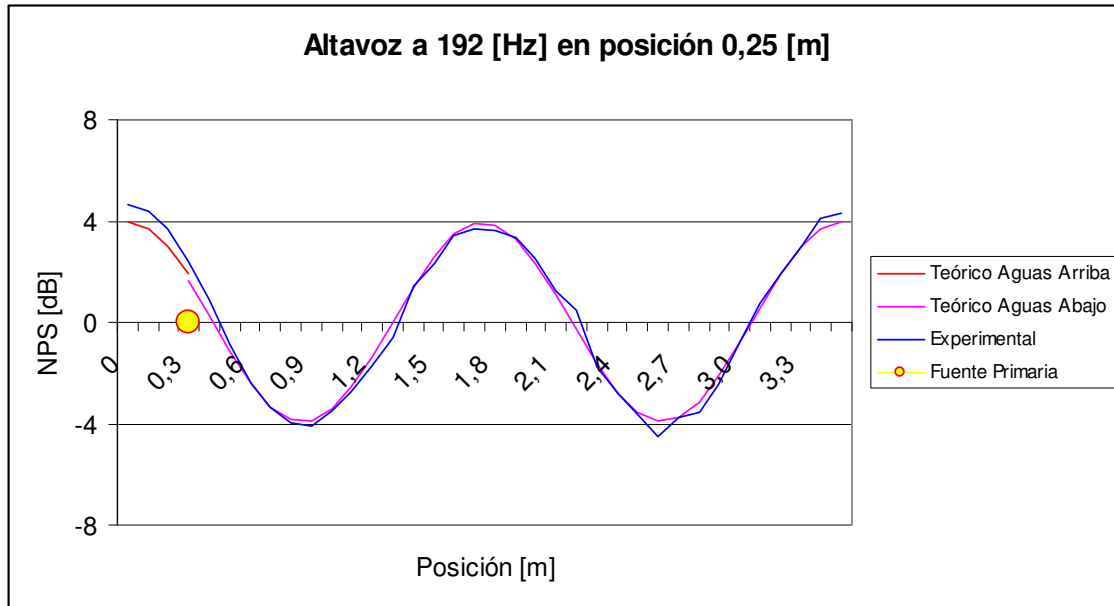


Fig.6. 22 Valores experimentales y teóricos de una onda a frecuencia 192 [Hz] para posición $x=0,25$ [m].

El poder de la fuente calculada a partir de los valores experimentales es de $q = 0,00006$ [m³/s]

En la posición en que el altavoz está situado a 0,45 [m] del extremo, disminuye la amplitud de la onda respecto a la posición anterior aunque se observa que no varía el campo acústico. Aguas arriba aumenta notablemente la presión acústica debido a la impedancia de la pared.

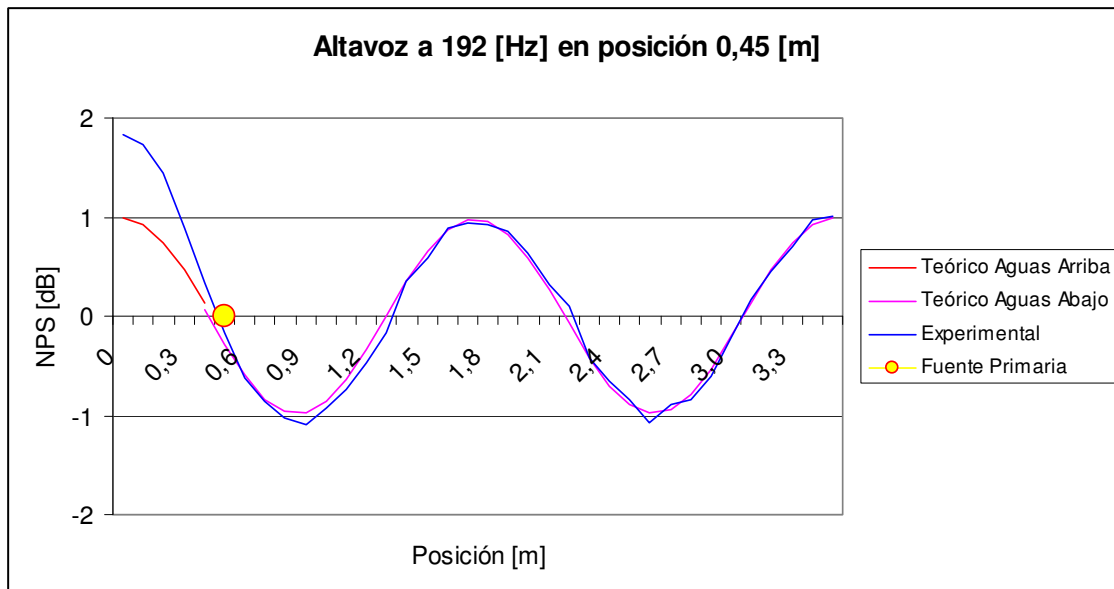


Fig. 6.23 Valores experimentales y teóricos de una onda a frecuencia 192 [Hz] para posición del altavoz en $x = 0,45$ [m].

El poder de la fuente calculado a partir de los valores experimentales es de $q = 0,000015$ [m³/s]. Se observa que el poder disminuye al acercarse el altavoz al nodo.

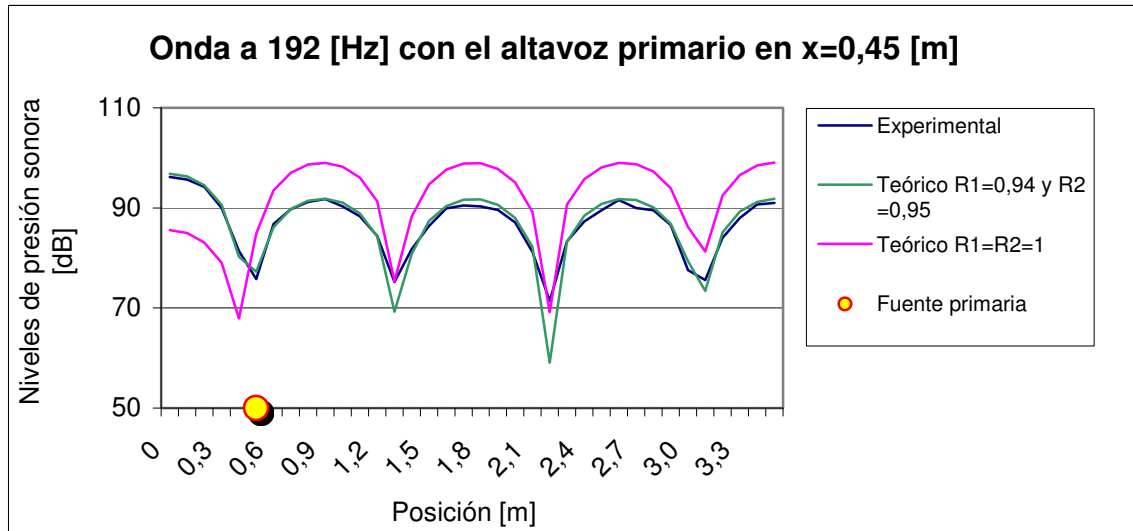


Fig. 6.24 Comparación entre niveles de presión sonora entre valores experimentales y teóricos teniendo en cuenta o no la impedancia de las paredes de los extremos en el caso de una onda a frecuencia 192 [Hz] para posición $x = 0,45$ [m].

Si se comparan los valores teóricos y experimentales en la **figura 6.24**, se observa que para posiciones en que la fuente esté cerca del nodo, se debe tener en cuenta la impedancia de las paredes.

Comparativa de las distintas posiciones a la frecuencia de resonancia 192 [Hz]

Conforme la fuente se acerca al nodo, el nivel de presión sonora se va haciendo menor. De los puntos estudiados se observa que el efecto producido por la impedancia es mayor en la posición de nodo en $(\lambda/4$ de la pared).

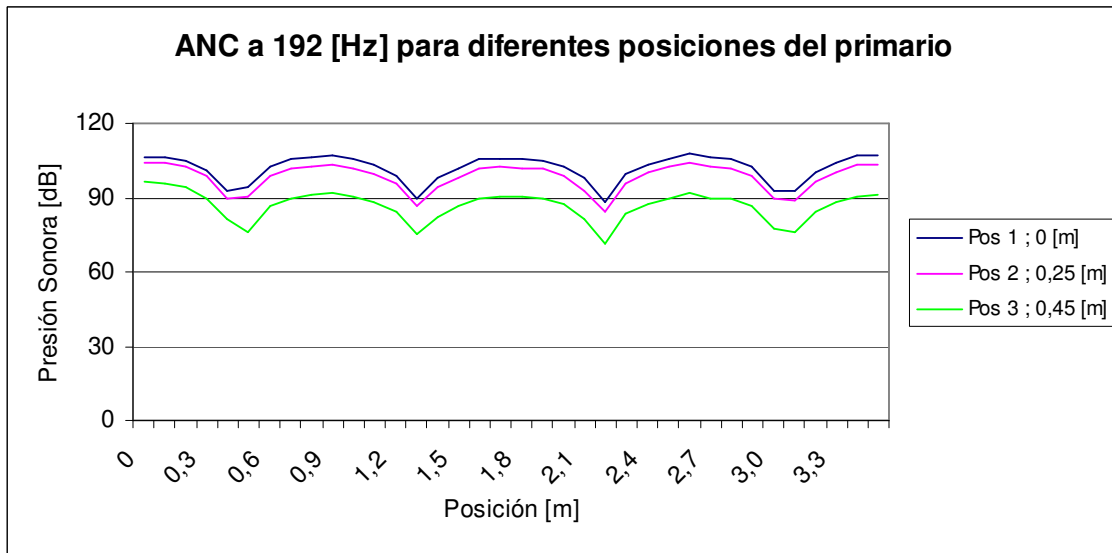


Fig. 6.25 Valores experimentales de niveles de presión sonora experimentales para varias posiciones.

Conclusiones obtenidas en el estudio de la impedancia de los extremos, frecuencia de emisión y posición de la fuente

Se deduce, después de analizar los resultados obtenidos, que según este modelo, es preferible construir el encapsulamiento de la tesis de forma que la frecuencia de emisión de la fuente sea próxima a la frecuencia de resonancia de éste. De esta forma sea cual sea la posición de la fuente, el campo será constante y será a priori más fácil cancelar la onda por control activo.

Se desprende además de este modelo que al aproximar la fuente de ruido a una posición de nodo, se reducirá el poder de la fuente. En dicho caso, debe tenerse en cuenta la influencia de la impedancia de las paredes de los extremos en el caso de situar la fuente en un nodo.

6.3 Ecuaciones de la presión acústica y de la velocidad de las partículas en el interior de un encapsulamiento según el modelo modal para una fuente monopolar

La formulación modal es muy importante en control activo,. Se supone que en un encapsulamiento en que se emite con un altavoz (fuente primaria) un sonido a una frecuencia determinada, puede reproducirse con otro altavoz (fuente secundaria) el mismo campo acústico con misma amplitud pero con un desfase de 180 [°]. Según el modelo de propagación, expuesto anteriormente,, las ondas acústicas en cualquier punto serían de la misma amplitud, aunque desfasadas y los campos se cancelarían totalmente, forzando el silencio.

Por el contrario, experimentalmente, nunca se cancelará el ruido totalmente ya que existe siempre un residuo [13]. Para abordar esta situación es preferible trabajar según el modelo modal.

6.3.1 Hipótesis iniciales en el estudio de un campo acústico según la formulación modal

Al abordar el problema del estudio del campo acústico utilizando la formulación modal se parte de las hipótesis siguientes: la fuente primaria es un monopolo y el recinto donde se emite el sonido es rectangular.

Inicialmente se supondrá que las paredes son rígidas.

6.3.2 Modos propios acústicos de un recinto rectangular de paredes rígidas

La presión en un punto de un recinto rectangular de paredes rígidas puede expresarse como la suma de una serie de modos acústicos. Estos modos se corresponden con las funciones propias de la ecuación homogénea de Helmholtz [13].

$$\nabla^2 \psi_n(x) + k_n^2 \psi_n(x) = 0 \tag{6.35}$$

Donde k_n^2 es el valor propio correspondiente a las funciones propias $\psi_n(x)$ y puede expresarse en términos de las dimensiones del recinto.

$$k_n^2 = \frac{\omega_n^2}{c_0^2} = \left[\frac{n_1 \pi}{L_1} \right]^2 + \left[\frac{n_2 \pi}{L_2} \right]^2 + \left[\frac{n_3 \pi}{L_3} \right]^2 \tag{6.36}$$

Estas funciones propias deben cumplir las condiciones de contorno de pared rígida:

$$\nabla \psi_n(x) \cdot n = 0 \quad (6.37)$$

donde n es el vector unitario de las superficies en sentido hacia el exterior del volumen. Se puede expresar en función de los modos reales como:

$$\psi_n(x) = \sqrt{\varepsilon_{n1}\varepsilon_{n2}\varepsilon_{n3}} \cos \frac{n_1\pi x_1}{L_1} \cos \frac{n_2\pi x_2}{L_2} \cos \frac{n_3\pi x_3}{L_3} \quad (6.38)$$

Donde L_1, L_2 y L_3 son las dimensiones del recinto y x_1, x_2 y x_3 las direcciones de las coordenadas, n_1, n_2 y n_3 son los modos enteros en esas direcciones y $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ los factores de normalización. En el caso de un encapsulamiento, L_1 será mucho mayor que L_2 y L_3 de modo que se forma, para todas las frecuencias del estudio, una onda plana.

Los modos formados en un recinto rectangular tienen la propiedad de que la integral del producto de dos modos no similares en un volumen de un encapsulamiento es cero por lo que se cumple que:

$$\int_V \psi_n(x) \psi_m(x) dV = 0, n \neq m \quad (6.39)$$

Se escogen los factores de normalización tal que la integral del cuadrado de cada función de forma modal sea igual al volumen del recinto. Esto significa que $\varepsilon_{ni} = 1$ si $n_i = 0$ y $\varepsilon_{ni} = 2$ si $n_i > 0$.

6.3.3 Modos propios acústicos de un recinto rectangular de paredes no rígidas

En este caso, si se trata del recinto exterior, interesa estudiar el caso en que las paredes del recinto no sean rígidas, pero que el movimiento de la onda no se transmita por la pared y vibre, y que las condiciones de contorno en cada punto de la superficie del recinto pueda ser descrita, para un campo acústico armónico, en términos de la impedancia acústica para cada punto. Para ello, se adapta la [ecuación 5.4](#).

$$\frac{p(y)}{u(y)} = z(y) \quad (6.40)$$

Donde $u(y)$ es la velocidad de la partícula compleja normal a la superficie en la posición y . Asumiendo que la excitación armónica del recinto es a velocidad angular ω y que la velocidad de la partícula puede expresarse en términos de la derivada de la presión compleja con respecto a la dirección normal a la superficie. Utilizando la ecuación del momento descrita en la bibliografía [6] se obtiene:

$$\nabla p(y) \cdot n = -j\omega\rho_0 u(y) \quad (6.41)$$

Como la admitancia acústica específica de la pared en una posición se define como:

$$\beta(y) = \frac{\rho_0 c_0}{z(y)} = \chi(y) + j\sigma(y) \quad (6.42)$$

Donde $\chi(y)$ es la conductancia acústica normalizada específica y $\sigma(y)$ es la susceptancia acústica específica.

Las condiciones de contorno pueden expresarse ahora como:

$$\nabla p(y) \cdot n = -jk\beta(y)p(y) \quad (6.43)$$

La ecuación se aproxima mejor a los resultados experimentales cuando la admitancia acústica es pequeña, es decir cuando los elementos de los contornos producen una ligera atenuación de la onda acústica.

6.3.4 Campo acústico en un encapsulamiento ligeramente atenuado

Primero se determina la función de Green para el encapsulamiento [13].

Se emplea la solución general de Helmholtz para poder utilizar la ecuación de la presión acústica.

$$p(x) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n \psi_n(x) \quad (6.44)$$

Operando y suponiendo que la admitancia acústica es pequeña para eliminar términos se obtiene:

$$p(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\omega \rho_0 c_0^2 \psi_n(x)}{V [\omega c_0 D_{nn} + j(\omega^2 - \omega_n^2)]} \int_V \psi_n(y) q_{vol}(y) dV \quad (6.45)$$

Donde D_{nn} es el término de atenuación en respuesta a los n_i modos.

Cuando n no es igual a m como sería el caso, por ejemplo, del modo (1,2)

$$D_{mn} = D_{nm} = \frac{1}{V} \int_S \beta(y) \psi_n(y) \psi_m(y) dS, n \neq m \quad (6.46)$$

Entonces resulta:

$$D_{mn} = \frac{1}{V} \int_S \beta(y) \psi_n^2(y) dS \quad (6.47)$$

Se supone que la parte imaginaria de la admitancia es pequeña y despreciable [13].

$$D_{mn} = \frac{1}{V} \int_S \chi(y) \psi_n^2(y) dS \quad (6.48)$$

Se puede entonces relacionar χ con el coeficiente de absorción de una pared que se puede aproximar mediante una función lineal de la forma:

$$\bar{\alpha} = 8\chi \quad (6.49)$$

Como el coeficiente de absorción de una pared depende de la frecuencia de emisión y en algunos casos es proporcionalmente lineal a la frecuencia [4].

$$\bar{\alpha}(\omega) = a\omega \quad \text{y} \quad \chi = \frac{a}{8}\omega \quad (6.50)$$

Como normalmente el término de ratio de atenuación modal se expresa en términos de ratio de viscosidad de atenuación, siendo:

$$D_{mn} = \frac{2\zeta_n \omega_n \omega}{\omega_0 c_0} \quad (6.51)$$

Pudiéndose expresar el ratio de viscosidad como:

$$\zeta_n = \frac{c_0 a}{8V} [\varepsilon_{n1} S_1 + \varepsilon_{n2} S_2 + \varepsilon_{n3} S_3] \quad (6.52)$$

Para el encapsulamiento rectangular donde sólo hay modos en una de las direcciones $\varepsilon_{n1} = 2$ y el resto es cero:

$$\zeta_n = \frac{c_0 a}{4V} S \quad (6.53)$$

Si sigue el coeficiente de absorción una proporcionalidad lineal entonces:

$$\zeta_n = \frac{c_0 \alpha}{4L\omega} \quad (6.54)$$

Esto implica que el coeficiente de la relación de atenuación debe ser calculado para cada modo en función de la frecuencia. Se supondrá, para simplificar el problema, que este coeficiente es el mismo para todos los modos propios para un rango pequeño de frecuencias.

Para el cálculo de la presión en cualquier punto del encapsulamiento se obtiene de la ecuación 6.45 y la ecuación 6.51:

$$p(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\omega \rho_0 c_0^2 \psi_n(x)}{V [2\zeta_n \omega_n \omega + j(\omega^2 - \omega_n^2)]} \int_V \psi_n(y) q_{vol}(y) dV \quad (6.55)$$

Suponiendo que la fuente primaria es un monopolo simple puntual, de poder de la fuente compleja q_p situada a la distancia y_p .

$$q_{vol} = q_p \delta(y - y_p) \quad (6.56)$$

Entonces la expresión se convierte en

$$p(x) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n \cdot \psi_n(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\omega \rho_0 c_0^2 q_p \psi_n(y_p)}{V [2\zeta_n \omega_n \omega + j(\omega^2 - \omega_n^2)]} \cdot \psi_n(x) \quad (6.57)$$

Si se le asigna a cada una de las partes de la ecuación una variable:

$$a = \frac{\omega \rho_0 c_0^2 q_p \psi_n(y_p)}{V} \cdot \psi_n(x)$$

$$b = 2\zeta_n \omega_n \omega$$

$$c = \omega^2 - \omega_n^2$$

Sean la parte real e imaginaria de la presión acústica:

$$\text{Re}\{p(x)\} = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{ab}{(b^2 + c^2)} \quad \text{Im}\{p(x)\} = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{ac}{(b^2 + c^2)} \quad (6.58)$$

Se puede expresar la presión acústica como la suma de n fasores. El módulo y argumento de la presión acústica final es:

$$|p(x)| = \sqrt{\left(\sum_{n=0}^{\infty} \frac{ab}{(b^2 + c^2)}\right)^2 + \left(\sum_{n=0}^{\infty} \frac{ac}{(b^2 + c^2)}\right)^2} \quad (6.59)$$

$$\varphi(x) = \text{arctag} \left(\frac{\left(\sum_{n=0}^{\infty} \frac{ab}{(b^2 + c^2)}\right)}{\left(\sum_{n=0}^{\infty} \frac{ac}{(b^2 + c^2)}\right)} \right) \quad (6.60)$$

Si se desea expresar la energía potencial, esta viene dada por la fórmula:

$$E_p = \frac{|p(x)|^2}{4\rho_0 c_0^2} \quad (6.61)$$

Por lo que se puede observar que la energía potencial acústica de una onda a una frecuencia determinada se compone de una parte dominante, que depende del modo más cercano, y de unas componentes residuales debidas al resto de modos propios del recinto, para baja densidad modal.

Para ilustrar el significado de esta formulación modal en el caso de un encapsulamiento como el utilizado en esta tesis se ha procedido a estudiar los modos participantes a la frecuencia de 40 [Hz] teórica y experimentalmente.

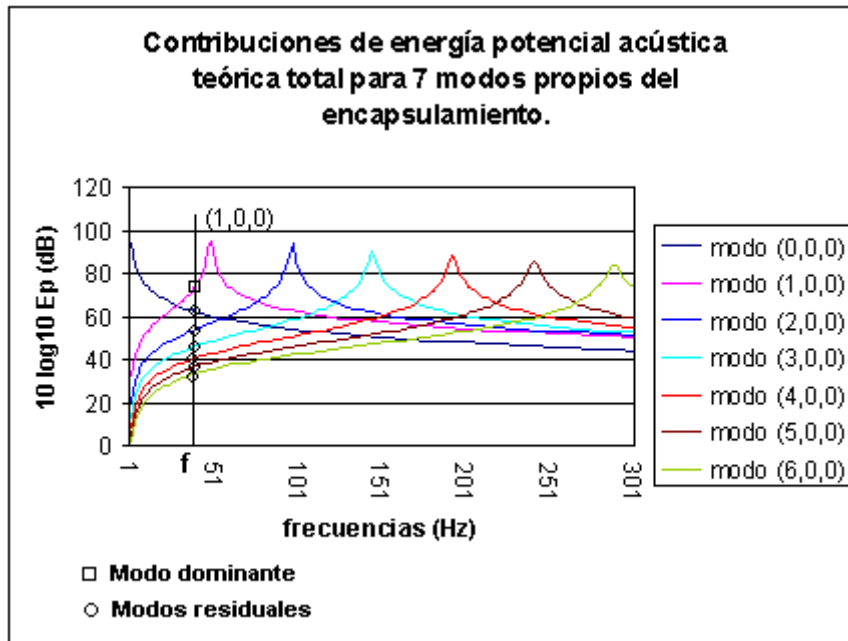


Fig. 6.26 Contribuciones de energía potencial acústica teórica para los 7 primeros modos propios para una frecuencia de 40 [Hz] en un encapsulamiento de $0,28 \cdot 0,28 \cdot 3,55$ [m^3] para una relación de atenuación de $\zeta = 0,015$. El modo dominante es el del modo (1, 0, 0) que se produce a la frecuencia de 48 [Hz].

Se halla la presión acústica total teórica, mediante formulación modal, en función de la frecuencia con $\zeta = 0,015$, situando el altavoz en uno de los extremos para el encapsulamiento del estudio y se compara con el obtenido experimentalmente.

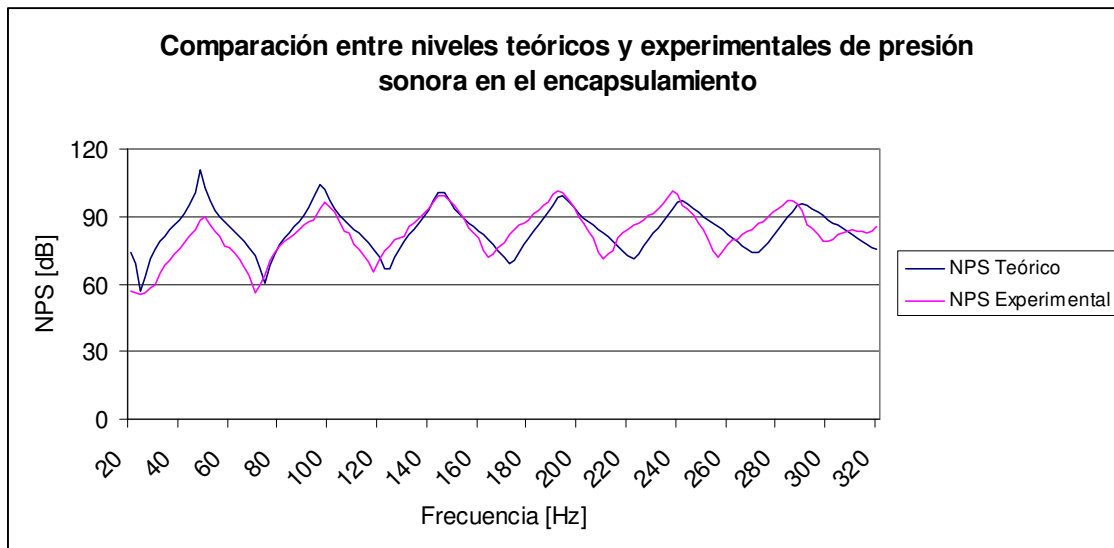


Fig. 6.27 Comparación entre los valores obtenidos experimentalmente versus los obtenidos mediante la aplicación de la formulación modal para bajas frecuencias.

6.3.5 Comparación entre los dos tipos de formulación

En el caso de dicho encapsulamiento con un altavoz emitiendo a una frecuencia de 192[Hz] en uno de sus extremos, donde el efecto de la impedancia es menor se compara

el nivel de presión sonora con la fórmula de propagación de onda y la de formulación modal para diferentes relaciones de atenuación acústica (ζ).

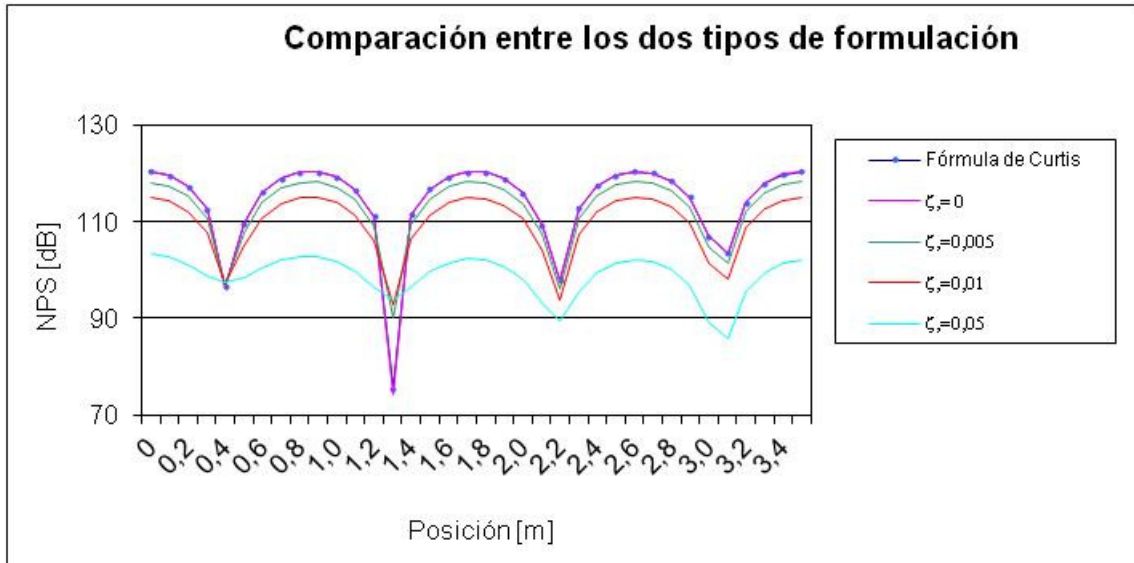


Fig. 6.28 Comparación entre los dos tipos de formulación para el caso de frecuencia de resonancia, 192 [Hz] y posición de la fuente en un extremo.

Como puede observarse para una atenuación, $\zeta = 0$, que ambas ecuaciones coinciden, y además en ambas sólo hay componentes complejas imaginarias.

Conforme ζ disminuye, el nivel de presión sonora disminuye y la onda se distorsiona. En el caso de $\zeta = 0,01$ (próximo al obtenido) los niveles de presión sonora difieren de la fórmula de Curtis. El problema que se observa en la formulación modal es que es difícil transmitir el efecto local de la impedancia sobre la forma de la onda, aunque es efectiva para evaluar el efecto global.

Debido a los problemas que plantea la fórmula de Curtis, en que no se tiene en cuenta la contribución de la energía potencial de los modos propios de la cavidad y la amortiguación producida por el aire, se utilizará solo la formulación de Curtis para estudiar la distribución de los elementos del control activo en el interior del encapsulamiento, ya que describe con mayor facilidad el comportamiento de la onda a la frecuencia fundamental. En cambio, en el campo acústico del recinto exterior a éste, se utilizará la formulación modal, ya que, al tener en cuenta los residuos producidos por las frecuencias de los modos propios del recinto, se describe mejor la cancelación producida por el control.

7. CONTROL ACTIVO EN EL INTERIOR DE UN ENCAPSULAMIENTO

7.1 Introducción

Para el estudio del control activo en un encapsulamiento se deben tener en cuenta, en principio, una serie de variables para que dicho control sea óptimo. Estas variables son [40]:

- La frecuencia fundamental de emisión del ruido.
- Las dimensiones del encapsulamiento.
- La posición de la fuente primaria.
- La posición de la fuente secundaria.

A estas variables se les debe añadir otras ya estudiadas anteriormente en esta tesis como son el tipo de control, la situación de los sensores...

En la variable “dimensión del encapsulamiento”, se estudiará si para una frecuencia de emisión y dimensión de la cápsula determinada aparece resonancia o no. Así mismo se debe dimensionar la cápsula para poder cancelar los armónicos formados a partir de la frecuencia fundamental en la fuente, así como otras frecuencias de emisión. El estudio se realiza de forma teórica a partir de la formulación de propagación de onda.

7.2 Estudio del control activo en función de la posición de las fuentes primaria y secundaria

Para cancelar el campo acústico producido por una fuente de ruido, denominada fuente primaria, en el interior de un encapsulamiento se puede utilizar un altavoz, denominado fuente secundaria, que produce un campo idéntico pero desfasado 180°, es decir, que produce una interferencia destructiva.

En este apartado se optimizará el control situando las fuentes en diferentes posiciones características en el interior de un encapsulamiento cerrado.

Inicialmente, para evaluar el control en el interior del encapsulamiento, se escogen las siguientes hipótesis para simplificar el problema:

- La fuente primaria y la secundaria se idealizan como monopolos.
- Las paredes de los extremos se consideran totalmente rígidas.
- No existe atenuación del sonido emitido.

Se sitúa el altavoz primario a una distancia d_1 y el altavoz secundario a una distancia d_2 del extremo izquierdo de un encapsulamiento de dimensión L . De esta forma, la suma de las ondas emitidas por ambos altavoces forman ondas características en función de la zona donde se evalúe el sonido. Una condición que se debe cumplir, es que en ambas fuentes se dé la condición de continuidad de la presión acústica, es decir, que la amplitud de la presión acústica aguas arriba sea igual a la amplitud de la presión acústica aguas abajo.

De esta forma se observa que se forman tres zonas diferenciadas:

- Zona 1: entre el extremo izquierdo del encapsulamiento y la fuente primaria.
- Zona 2: entre la fuente primaria y secundaria.
- Zona 3: entre la fuente secundaria y el extremo derecho.

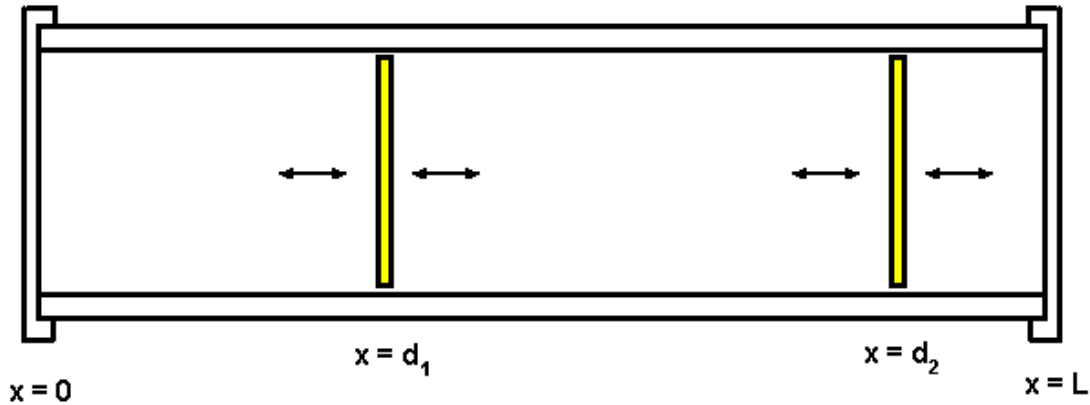


Fig. 7.1 Situación de los altavoces primario y secundario y formación de 3 zonas.

Partiendo de la ecuación 6.24 y la ecuación 6.25 del capítulo anterior según la formulación de propagación de onda, para rigidez total en los extremos se debe cumplir que la presión aguas arriba y aguas abajo sea:

$$p(x) = \frac{\rho_0 c q(d)}{jS \text{sen}(kL)} \cos[k(L-d)] \cos(kx) \quad 0 \leq x \leq d \quad (7.1)$$

$$p(x) = \frac{\rho_0 c q(d)}{jS \text{sen}(kL)} \cos[k(L-x)] \cos(kd) \quad d \leq x \leq L \quad (7.2)$$

Se supone que la fuente primaria tiene un poder q_p y la fuente secundaria q_s . Por lo que el campo será la suma de las presiones que ejerzan cada una de las fuentes:

$$p(x) = p_p(x) + p_s(x) \quad (7.3)$$

Se estudian a continuación cada una de las zonas.

Zona 1: Aguas arriba de la primera fuente ($x < d_1$)

Las ecuaciones que describen esta zona para cada fuente son:

$$p_p(x) = \frac{\rho_0 c_0 q_p(d_1)}{jS \text{sen}(kL)} \cos[k(L-d_1)] \cos(kx) \quad (7.4)$$

$$p_s(x) = \frac{\rho_0 c_0 q_s(d_2)}{jS \text{sen}(kL)} \cos[k(L-d_2)] \cos(kx) \quad (7.5)$$

Se calcula el campo aplicando la [ecuación 7.3](#) y se iguala a cero para simular la cancelación y encontrar el valor que debe tener el poder de la fuente secundaria en dicho caso:

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{\cos[k(L-d_1)]}{\cos[k(L-d_2)]} \quad (7.6)$$

Zona 2: Aguas abajo de la primera y aguas arriba de la segunda fuente ($d_1 < x < d_2$)

Las ecuaciones que describen esta zona para cada fuente son:

$$p_p(x) = \frac{\rho_0 c q_p(d_1)}{j S \text{sen}(kL)} \cos[k(L-x)] \cos(kd_1) \quad (7.7)$$

$$p_s(x) = \frac{\rho_0 c q_s(d_2)}{j S \text{sen}(kL)} \cos[k(L-d_2)] \cos(kx) \quad (7.8)$$

Aplicando como en el caso anterior la [ecuación 7.3](#) e igualando a cero se halla el valor del poder de la fuente secundaria:

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{\cos kd_1 \cos[k(L-x)]}{\cos[k(L-d_2)] \cos kx} \quad (7.9)$$

Zona 3: Aguas abajo de la primera fuente y aguas abajo de la segunda fuente ($x > d_2$)

Las ecuaciones que describen esta zona para cada fuente son:

$$p_p(x) = \frac{\rho_0 c q_p(d_1)}{j S \text{sen}(kL)} \cos[k(L-x)] \cos(kd_1) \quad (7.10)$$

$$p_s(x) = \frac{\rho_0 c q_s(d_2)}{j S \text{sen}(kL)} \cos[k(L-x)] \cos(kd_2) \quad (7.11)$$

Aplicando como en el caso anterior la [ecuación 7.3](#) e igualando a cero se encuentra el valor del poder de la fuente secundaria en esta zona:

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{\cos kd_1}{\cos kd_2} \quad (7.12)$$

Se puede resumir la formulación de las ecuaciones de onda en la [figura 7.2](#).

ECUACIONES DE ONDA DEL CONTROL ACTIVO EN EL ENCAPSULAMIENTO

<p style="color: blue; margin: 0;">Fuente primaria</p> $A \cos kx [q_p \cos k(L-d_1) + q_s \cos k(L-d_2)]$ <p style="text-align: center; margin: 0;">d_1</p>	<p style="color: blue; margin: 0;">Fuente secundaria</p> $A [q_p \cos k(L-x) \cos kd_1 + q_s \cos k(L-d_2) \cos kx]$ <p style="text-align: center; margin: 0;">d_2</p>
--	--

Siendo: $A = \frac{\rho_o c_o}{S \sin kL}$

Fig. 7.2 Ecuaciones de onda con control activo en un encapsulamiento.

Una vez obtenidas las ecuaciones en cada zona se puede prever que aparecen varios casos diferenciados:

- Cuando ambas fuentes estén situadas en los extremos y que se forme un sólo campo diferenciado.
- Cuando sólo una de las fuentes esté situada en uno de los extremos, con dos campos diferenciados.
- Cuando ninguna de las fuentes esté situada en los extremos y existan tres campos diferenciados.

Las dos fuentes están en los extremos:

En este caso se debe cumplir la [ecuación 7.9](#) y las condiciones $d_1 = 0$ y $d_2 = L$.

$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{\cos[k(L-x)]}{\cos kx}$	(7.13)
---	--------

Se observa que el valor que debe tener el poder de la fuente secundaria depende del punto donde se sitúe el micrófono de error para establecer en dicho punto presión acústica cero, ya que x es la posición de medición de la presión acústica que varía de nivel en función del valor de la fuente secundaria.

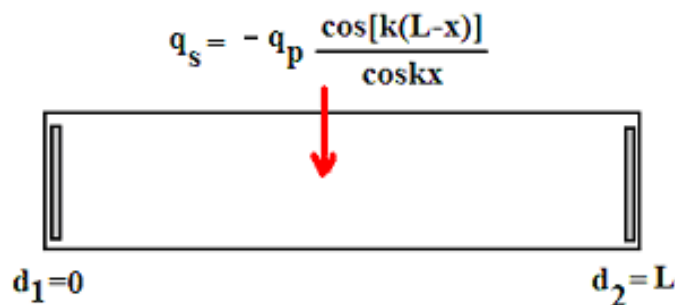


Fig. 7.3 Valor del poder de la fuente secundaria para cancelar por control activo entre los dos altavoces situados en los extremos del encapsulamiento.

Para que exista cancelación global para cualquier punto del encapsulamiento donde se coloque el micrófono de error debe suceder que :

$$\cos kx = \cos[k(L-x)] \tag{7.14}$$

Una condición que teóricamente ocurre cuando la frecuencia de emisión de las fuentes coincide con la frecuencia de **resonancia** del encapsulamiento. En estos casos en que la frecuencia coincide con la de resonancia, (sen (kL) =0) y se da la igualdad:

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \tag{7.15}$$

Este tipo de control activo es un caso denominado “terminación absorbente” y está estudiado por varios autores como forma de evitar la reflexión en una pared rígida aplicado para un campo resonante [78].

Sólo una de las fuentes está en el extremo

Se supone que la fuente situada en el extremo es la primaria y de poder q_p .

Se deben cumplir la [ecuación 7.9](#) y la [ecuación 7.12](#) y la condición $d_1=0$.

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{\cos[k(L-x)]}{\cos[k(L-d_2)]\cos x} \tag{7.16}$$

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{1}{\cos kd_2} \tag{7.17}$$

Puede observarse que en la zona aguas arriba del altavoz secundario sólo se consigue cancelar óptimamente en el punto donde se sitúa el micrófono de error, ya que el poder de la fuente secundaria depende de x, mientras que aguas abajo, para el poder de la fuente enunciado en la [ecuación 7.17](#), puede cancelarse en todos los puntos.

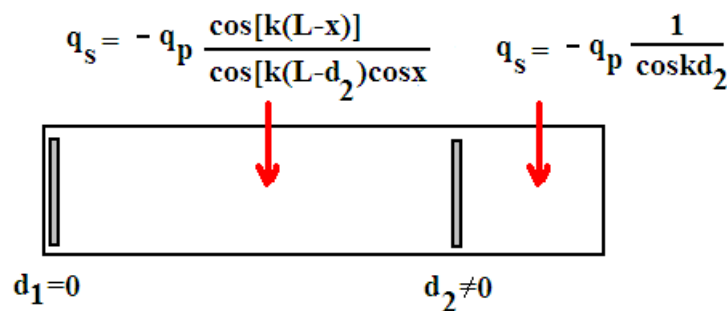


Fig. 7.4 Valor del poder de la fuente secundaria para cancelar por control activo con el altavoz primario situado en uno de los extremos.

Para que se cancele en todas las posiciones del encapsulamiento se debe cumplir que

$$\cos kx = \cos[k(L-x)] \tag{7.18}$$

Una condición que se da teóricamente en las ondas cuya frecuencia de emisión es la de **resonancia** del encapsulamiento. Además, para estas frecuencias se cumple también:

$$\cos kd_2 = \cos[k(L - d_2)] \quad (7.19)$$

Igualmente, si la frecuencia es de resonancia, se cumple, para cualquier posición de la fuente secundaria, que su valor siempre sea:

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{1}{\cos kd_2} \quad (7.20)$$

En aquellas posiciones en que $\cos(kd_2) = 0$, que son aquellas en que $d_2 = n\lambda/4$, donde n es un número entero impar, el campo no se cancela, ya que en teoría en estos casos el poder de la fuente secundaria debería ser infinito.

Aunque en la teoría se puede escoger cualquier posición para la fuente secundaria excepto donde $d_2 = n\lambda/4$, n impar, en la práctica se recomienda escoger, $d_2 = n\lambda/2$, n entero, ya que en esta situación el poder de la fuente secundaria será menor a la del resto de posiciones e igual a la primaria.

Para frecuencias de **no resonancia**, la estrategia para que la mayoría del campo acústico se reduzca consiste en cancelar sólo aguas abajo ya que es imposible cancelar aguas arriba, y colocar la fuente secundaria lo más próxima a la fuente primaria, para reducir la zona sin cancelación. En ese caso el poder de la fuente debe ser igualmente:

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{1}{\cos kd_2} \quad (7.21)$$

Se puede forzar además que $p(x = 0) = 0$ escogiéndose la posición de la fuente secundaria para disminuir la presión sobre la pared de dicho extremo.

$$p(x = 0) = q_p(d_1 = 0) \cos(kL) - \frac{q_p}{\cos kd_2} \cos[k(L - d_2)] = 0 \quad (7.22)$$

Operando se obtiene:

$$\cos(kL) \cos kd_2 = \cos[k(L - d_2)] \quad (7.23)$$

$$\cos(kL) \cos(kd_2) = \cos(kL) \cos(kd_2) + \text{sen}(kL) \text{sen}(kd_2) \quad (7.24)$$

$$\text{sen}(kd_2) = 0 \quad (7.25)$$

De aquí se deduce que

$$d_2 = n\lambda/2 \quad (7.26)$$

Una solución es que $d_2 = 0$, pero en la práctica es imposible que ambas fuentes puedan compartir el mismo espacio. Si se desea que esté lo más próximo a la fuente y no sea

cero entonces $d_2 = \lambda/2$. Este caso es conocido en la literatura [67] como “descarga acústica”.

Conforme se vaya alejando la fuente secundaria de la primaria, la amplitud de la onda entre las dos fuentes será cada vez mayor.

Debe tenerse cuidado con las posiciones en que $d_2 = n\lambda/4$, donde n sea un número impar, ya que el valor de la fuente secundaria es teóricamente infinito y en la práctica se incrementa el nivel de presión sonora para todo el campo.

Las dos fuentes no están situadas en los extremos

Deben cumplirse las tres ecuaciones para cancelar en todo el encapsulamiento.

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{\cos[k(L-d_1)]}{\cos[k(L-d_2)]} \tag{7.27}$$

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{\cos kd_1 \cos[k(L-x)]}{\cos kx \cos[k(L-d_2)]} \tag{7.28}$$

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{\cos kd_1}{\cos kd_2} \tag{7.29}$$

Puede observarse que en la zona de aguas arriba del altavoz primario puede cancelarse en todos los puntos aplicando la ecuación 7.27. En la zona situada entre los dos altavoces, sólo se conseguirá cancelar óptimamente en el punto donde se sitúe el micrófono de error, ya que el poder de la fuente secundaria depende de x , mientras que aguas abajo de la fuente secundaria, para el poder de la fuente enunciado en la ecuación 7.29, puede cancelarse en todos los puntos. En principio, si se cancela en una zona, no se podrá hacerlo en las demás.

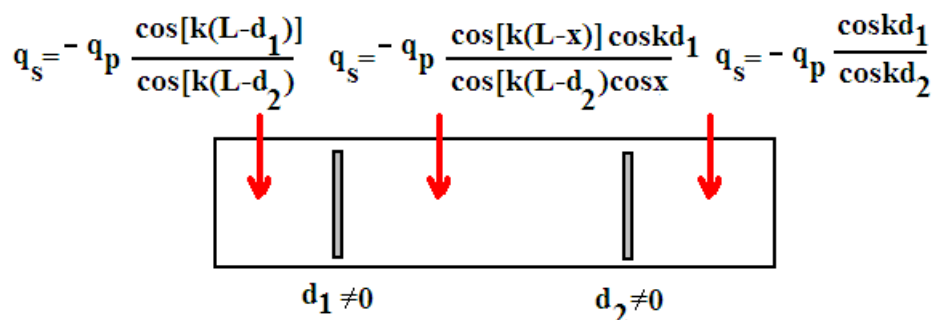


Fig. 7.5 Valor del poder de la fuente secundaria para cancelar por control activo con el altavoz primario y el altavoz secundario no situados en los extremos.

Existe una excepción, es posible cancelar en las tres zonas en casos de **resonancia**.

En el caso de resonancia $\cos kd_2 = \cos[k(L - d_2)]$ y $\cos kd_1 = \cos[k(L - d_1)]$ por lo que todas las ecuaciones se igualan a:

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \frac{\cos kd_1}{\cos kd_2} \quad (7.30)$$

En este caso el valor del poder de la fuente secundaria es función de su posición y del de la fuente primaria.

En el caso en que $\cos kd_2 = 0$, que son aquellas posiciones en que $d_2 = n\lambda/4$, donde n es un entero impar, el poder de la fuente secundaria debe ser infinito para poder cancelar el campo, por lo que debe evitarse.

En este caso, si la fuente primaria estuviera en un nodo, $d_1 = n\lambda/4$, donde n es un entero impar, en el modelo propuesto, el campo se anularía y el valor de la fuente secundaria sería cero. Por lo que se deduce que será la posición más adecuada

Por lo que se observa en todos los casos resulta ventajoso trabajar con un encapsulamiento en que la onda emitida esté en resonancia con el encapsulamiento.

Se han realizado algunos ejemplos de cancelación con frecuencias de no resonancia y de resonancia para facilitar la comprensión del problema.

7.3 Análisis comparativo teórico del control activo en función de la posición de las fuentes y del tipo de campo acústico

7.3.1 Control activo en condiciones de no resonancia

A partir de las ecuaciones que se han hallado previamente en el apartado 7.2, se determinará el comportamiento del campo acústico en los siguientes casos para frecuencias de no resonancia (off-resonance).

Caso 1: Posición de altavoz primario en $d_1 = 0$ y secundario en $d_2 = L$

En el modelo, para que la presión acústica se cancele en todo el encapsulamiento según la [ecuación 7.13](#) debería cumplirse que $q_s(L) = -q_p(0) \frac{\cos[k(L-x)]}{\cos kx}$.

Para que se cumpla en todo el recinto y se cancele el campo acústico creado implica que $\cos kL = 1$. Como las frecuencias no son de resonancia del nunca se cumplirá y será imposible que la presión acústica se anule en todos los puntos.

Si por ejemplo se deseará cancelar una onda de 155 [Hz] en el extremo $x = 0$ por control activo, se debería situar el micrófono de error en ese punto. Según el modelo expuesto, el poder de la fuente secundaria sería $q_s(L) = -q_p(0) \cos(kL)$.

La presión acústica en el encapsulamiento se representa en la [figura 7.6](#).

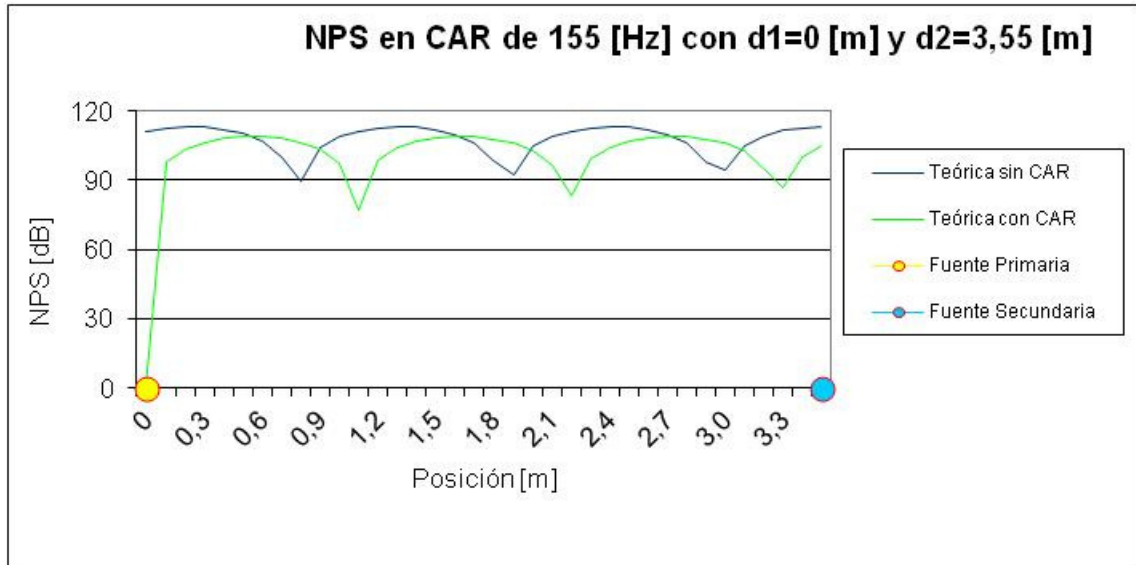


Fig. 7.6 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar en el punto $x = 0$ [m], siendo $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m].

Se observa que no hay cancelación global con dicho control. Sólo se cancela de forma óptima en $x = 0$ por lo que el control es local.

Si se desea cancelar el ruido de 155 [Hz] en el extremo $x = L$ aplicando el modelo, se obtendrá en resultado mostrado en la [figura 7.7](#). Esto significa que el poder de la fuente secundaria en el control debe ser $q_s(L) = -q_p(0) / \cos(kL)$

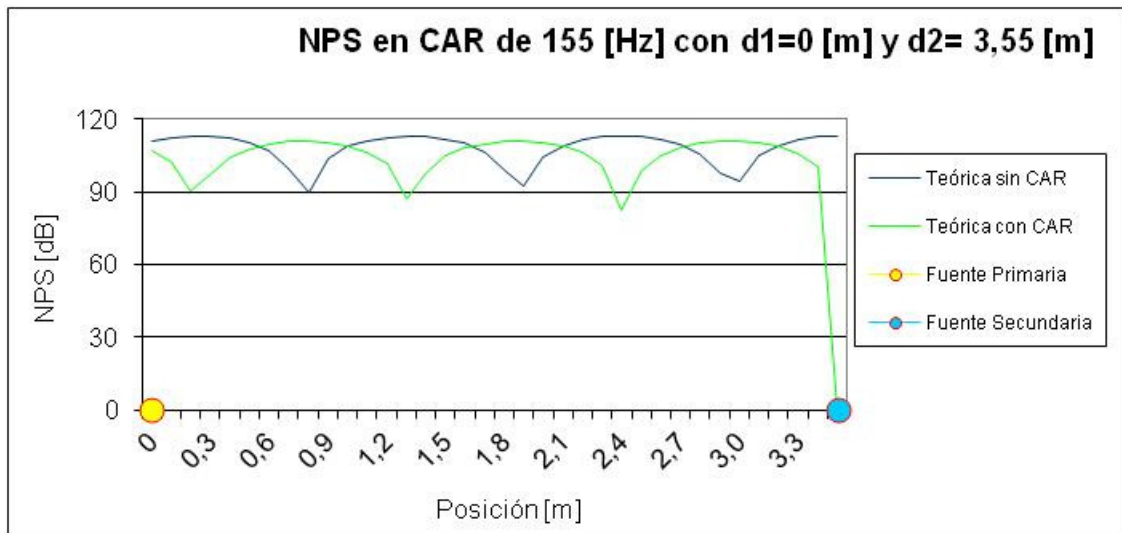


Fig. 7.7 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar en el punto $x = L$, siendo $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m].

Se observa que el resultado del control es similar al anterior.

Otra posibilidad consiste en colocar el micrófono de error en $(x = \lambda/2)$ para lograr que en ese punto la presión acústica sea nula. El poder de la fuente secundaria será entonces:

$$q_s(L) = -q_p(0) \left(\frac{\cos\left(k\left[L - \frac{\lambda}{2}\right]\right)}{\cos\left(k\frac{\lambda}{2}\right)} \right), \text{ que simplificando es } q_s(L) = -q_p(0) \cos(kL).$$

El resultado obtenido se representa en la [figura 7.8](#).

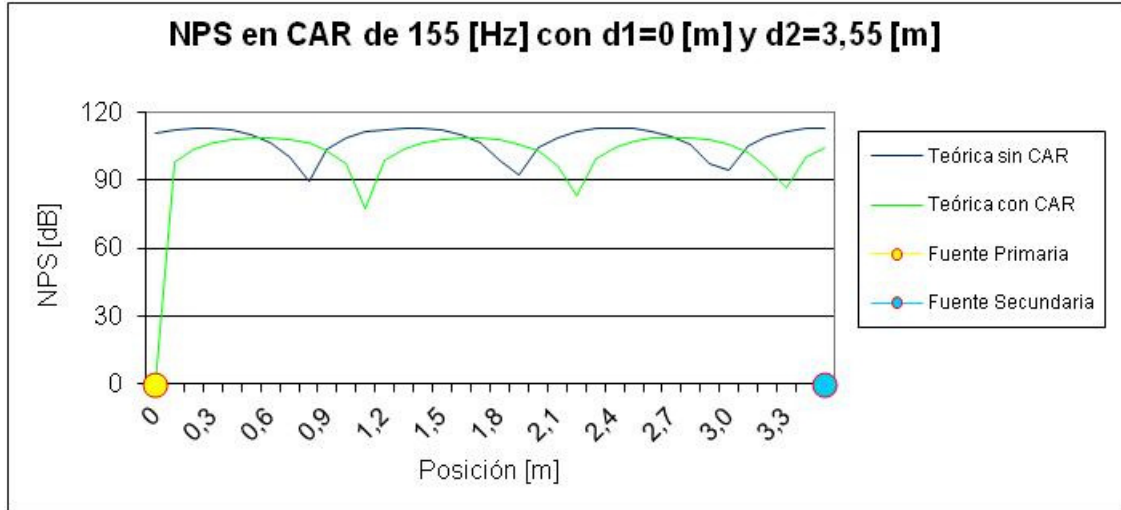


Fig. 7.8 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar en el punto $x = \lambda/2 = 1,106$ [m], siendo $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m].

Si se intenta cancelar en otros puntos se deduce que la reducción máxima se consigue en los puntos en que $x = 2n\lambda/4$, donde n es un número entero, como puede comprobarse en la [figura 7.8](#).

En el caso en que se intente cancelar en los puntos en que $x = (2n-1)\lambda/4$ y donde n es un número entero, no solamente no se conseguirá dicha cancelación sino que se amplificará el campo acústico, como se observa en la [figura 7.9](#). En dicha posición de las fuentes y para frecuencias que no son de resonancia la reducción es mínima, por lo que no es una buena configuración.

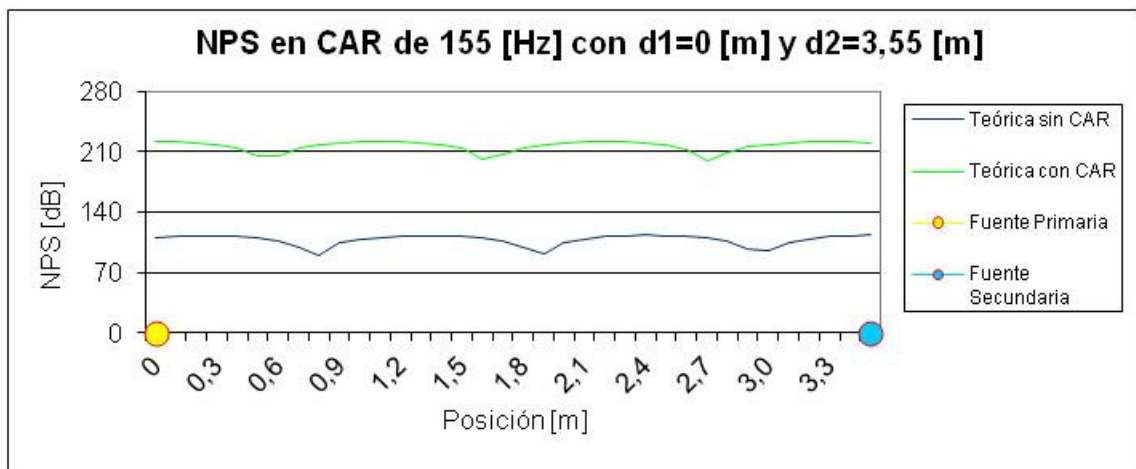


Fig.7.9 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar en el punto $x = \lambda/4 = 0,553$ [m], siendo $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m].

Caso 2: Posición de altavoz primario en $d_1 = 0$ y secundario en $d_2 = n\lambda/4$

Se estudia el caso en que el altavoz primario se sitúa en un extremo $d_1 = 0$ y el secundario en $d_2 = n\lambda/4$ para n entero. El micrófono de error se posiciona en $x = 0$ para poder cancelar la presión acústica en dicho punto.

Altavoz primario en $d_1 = 0$ y altavoz secundario en $d_2 = n\lambda/2$

El poder de la fuente secundaria para cancelar aguas arriba de ésta, se halla sustituyendo los valores de posición $d_1=0$ y $d_2 = n\lambda/2$, siendo n un entero, en la ecuación 7.16, que no depende de la posición del micrófono de error x , y siendo el resultado igual a: $q_s(d_2) = q_p(d_1)$

Al situar la fuente secundaria cerca de $d_2 = n\lambda/2$, existe una reducción o cancelación total aguas abajo de la fuente y de la presión en $x = 0$. En el caso particular de $d_2 = \lambda/2$, existe la máxima reducción aguas arriba. El único problema existente aguas arriba, es que no se cancela en todos los puntos, sólo en $x = 0$.

Se muestran los resultados para $d_2 = \lambda/2$ en la figura 7.10.

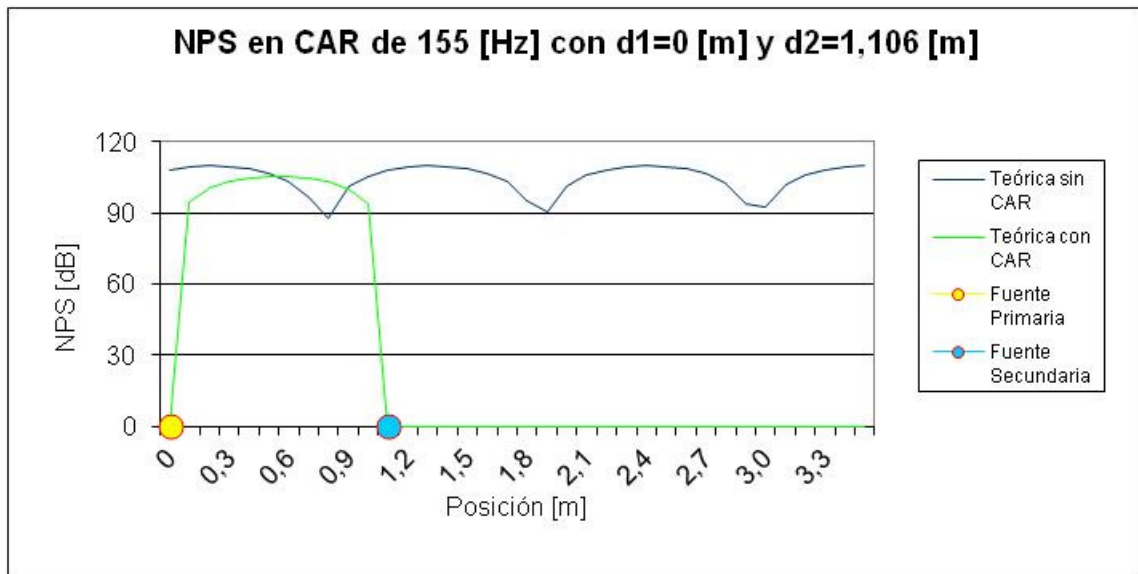


Fig. 7.10 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar con la fuente primaria en $d_1 = 0$ [m], la fuente secundaria en $d_2 = \lambda/2 = 1,106$ [m] y el micrófono de control en $x = 0$ [m].

Altavoz primario en $d_1 = 0$ y altavoz secundario en $d_2 = (2n-1)\lambda/4$.

El poder de la fuente secundaria para cancelar aguas arriba de dicha fuente, se halla sustituyendo los valores de posición $d_1=0$ y $d_2 = (2n-1)\lambda/4$ en la ecuación 7.16 cuyo resultado es igual a $q_s(d_2) = -q_p(d_1)/0 = -\infty$

En la figura 7.11 se representa el control activo para $d_2 = \lambda/4$.

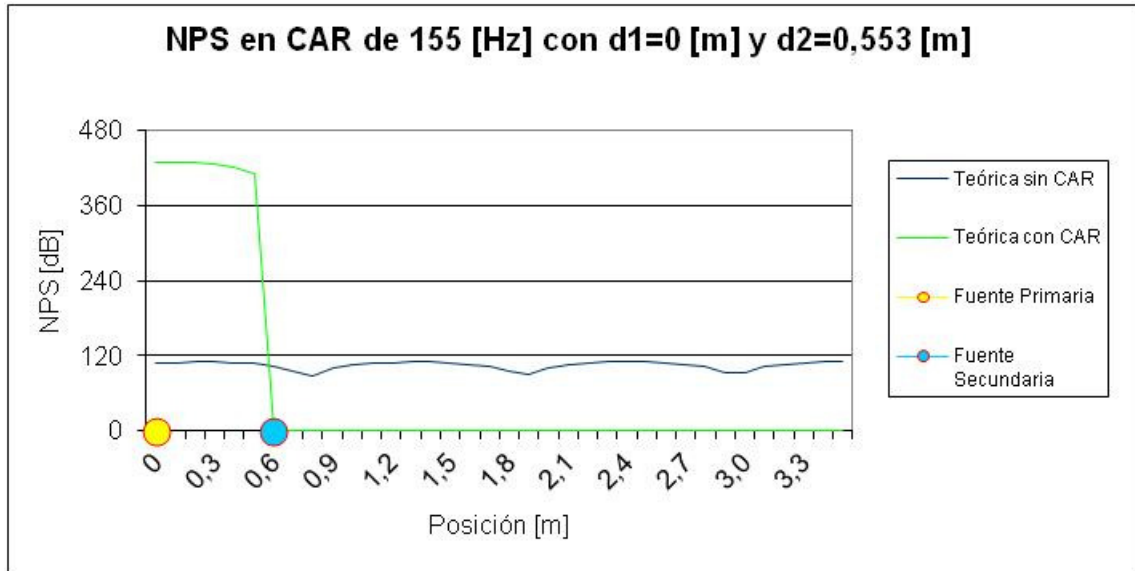


Fig. 7.11 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar con la fuente primaria en $d_1 = 0$ [m], la fuente secundaria en $d_2 = \lambda/4 = 0,553$ [m] y el micrófono de control en $x = 0$ [m].

Aunque puede cancelarse aguas abajo, se descarta esta configuración ya que el poder de la fuente secundaria debe ser muy grande

Caso3: Posición de altavoz primario en $d_1 = 0$ y secundario en $d_2 \neq n\lambda/4$ y $d_2 \neq L$.

Se estudia el caso en que el altavoz primario está en un extremo $d_1 = 0$, el secundario está en cualquier posición en que $d_2 \neq (n\lambda/4)$ o $d_2 \neq L$. Se coloca el micrófono de error en dos posiciones diferentes, en cada uno de los estudios, $x = 0$ para cancelar la presión aguas arriba y en $x = L$ para cancelar aguas abajo.

Para observar lo que ocurre en estos casos, se analizan los resultados para un caso particular en que $d_2 = 2,4$ [m], una frecuencia de 155 [Hz] y para las dos estrategias de colocación de micrófonos de error comentadas.

- Si la estrategia es cancelar en $x = 0$:
$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \left[\frac{\cos kL}{\cos k(L - d_2)} \right]$$

En la [figura 7.12](#) se muestra los resultados de la cancelación en esta estrategia. Se observa una reducción mínima, por lo que se descarta dicha estrategia de control.

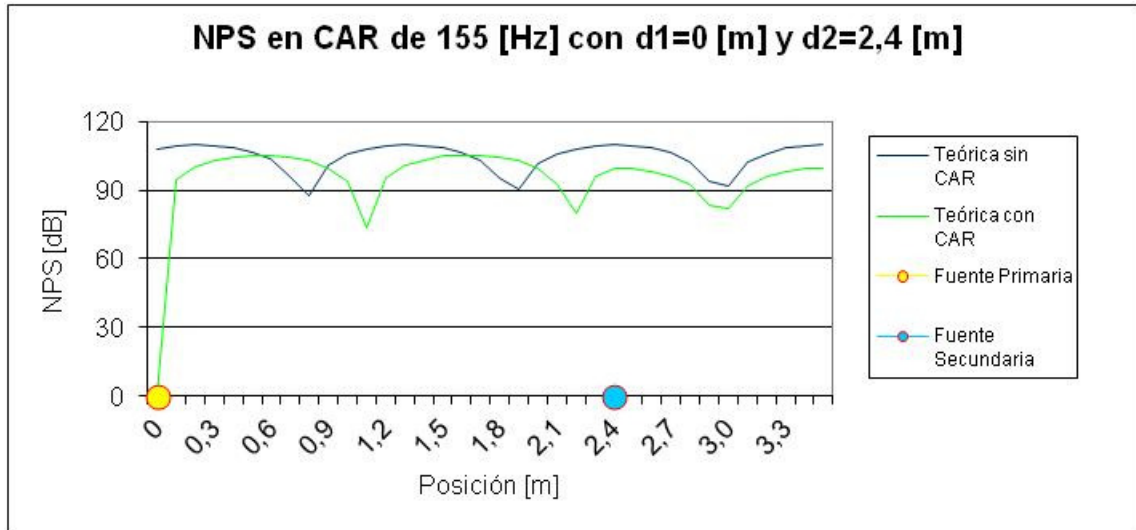


Fig. 7.12 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] con $d_1=0$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,4$ [m] para cancelar en el micrófono de error situado en $x = 0$ [m].

- Si la estrategia es cancelar aguas abajo en $x=L$: $q_s(d_2) = -q_p(d_1) / \cos kd_2$

Como se observa en la figura 7.13, se consigue cancelar aguas abajo, pero no aguas arriba. La situación es incluso peor que el caso en que $d_2 = n\lambda/2$, cuando n es entero, ya que no se cancela en $x = 0$, por lo que se descarta dicha estrategia.

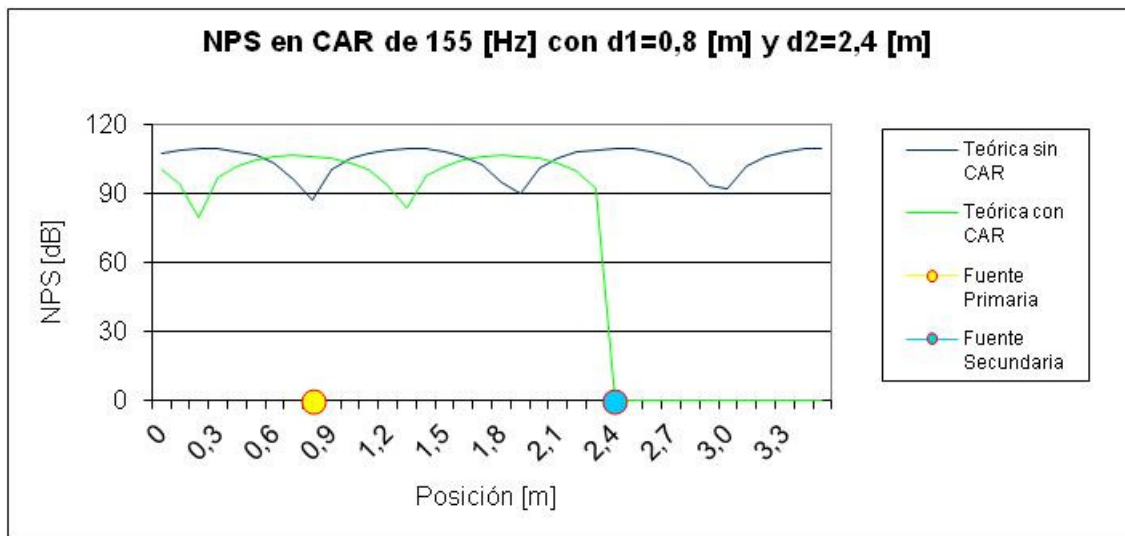


Fig. 7.13 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas abajo de la fuente secundaria.

Caso 4: Posición de altavoz primario en $d_1 \neq 0$, $d_1 \neq n\lambda/4$, y secundario en $d_2 \neq L$, $d_2 \neq n\lambda/4$.

Se estudia el caso más general en que la posición del altavoz primario está en d_1 , donde $d_1 \neq 0$, $d_1 \neq (n\lambda/4)$, y el secundario está en la posición d_2 , donde $d_2 \neq L$, $d_2 \neq n\lambda/4$. Se coloca el micrófono de error en $x = 0$ para cancelar la presión aguas arriba y posteriormente en $x = L$ para cancelar aguas abajo.

Se estudia un caso particular a la frecuencia de 155 [Hz] y situando las fuentes primaria y secundaria en $d_1 = 0,8$ [m] y $d_2 = 2,4$ [m].

- Si se cancela aguas arriba de la fuente primaria: $q_s(d_2) = -q_p(d_1) \left(\frac{\cos[k(L - d_1)]}{\cos[k(L - d_2)]} \right)$

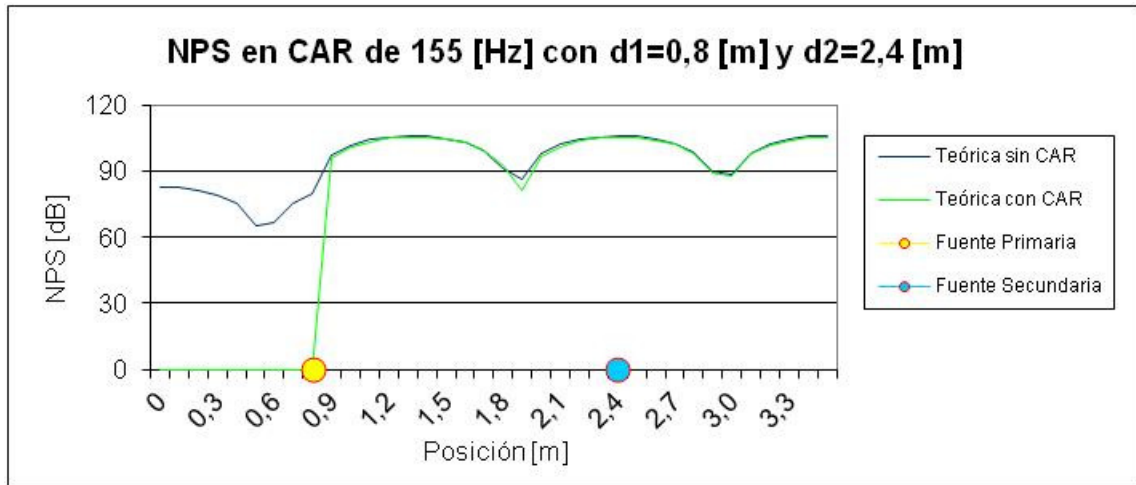


Fig. 7.14 Control activo teórico a la frecuencia de 155 (Hz) para cancelar aguas arriba de la fuente primaria con $d_1 = 0,8$ [m], $d_2 = 2,4$ [m] y el micrófono de error en $x = 0$ [m].

Como se observa en la figura 7.14 se consigue reducir aguas arriba pero no aguas abajo.

- Si se cancela aguas abajo de la fuente secundaria: $q_s(d_2) = -q_p(d_1) \left(\frac{\cos kd_1}{\cos kd_2} \right)$

Como se observa en la figura 7.15 se disminuye el nivel de presión sonora aguas abajo, pero se aumenta aguas arriba, por lo que se descartan ambas estrategias.

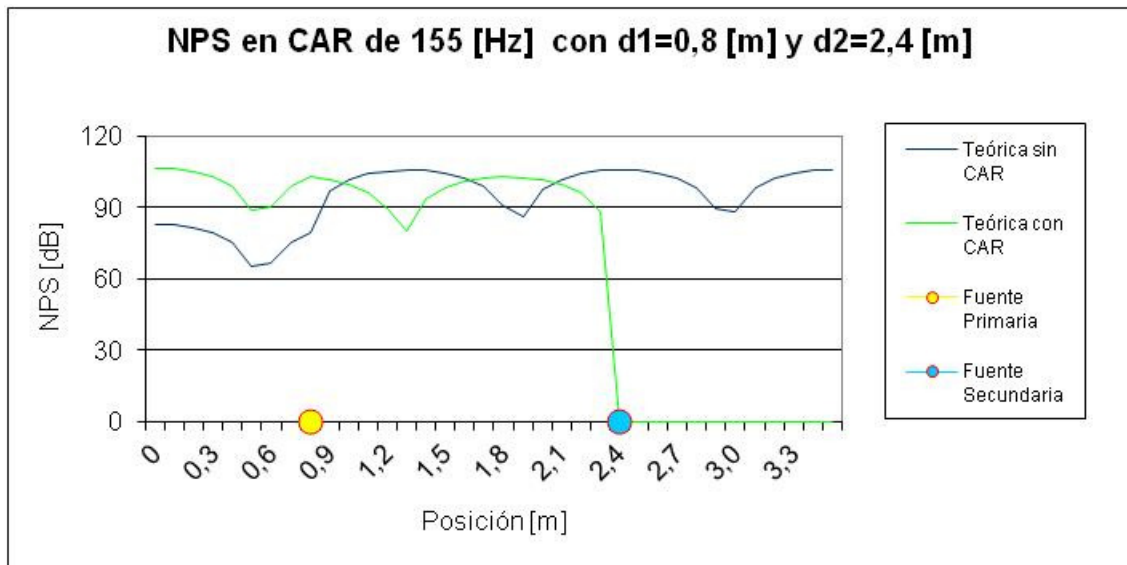


Fig. 7.15 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas abajo de la fuente primaria con $d_1 = 0,8$ [m], $d_2 = 2,4$ [m] y el micrófono de error en $x = L$.

Caso5: Posición de altavoz primario en $d_1 = n\lambda/4$ y secundario en $d_2 = L, d_2 = n\lambda/4$.

Se estudia el caso en que el altavoz primario está en $d_1 = (2n\lambda/4)$ y posteriormente en $d_1 = (2n-1)\lambda/4$ y para las posiciones del secundario $d_2 = L$ y $d_2 = n\lambda/4$, siendo n es un número entero. Se colocará primero el micrófono de error en $x = 0$ para cancelar la presión aguas arriba y posteriormente en $x = L$ para cancelar aguas abajo

Altavoz primario en $d_1 = n\lambda/2$ y el altavoz secundario en $d_2 = L$

- Estrategia: colocar el micrófono de error en $x = 0$

El poder de la fuente secundaria es: $q_s(d_2) = q_p(d_1) \cos kL$

Como se observa en la [figura 7.16](#) sólo se cancela aguas arriba de la fuente primaria, por lo que se descarta esta estrategia.

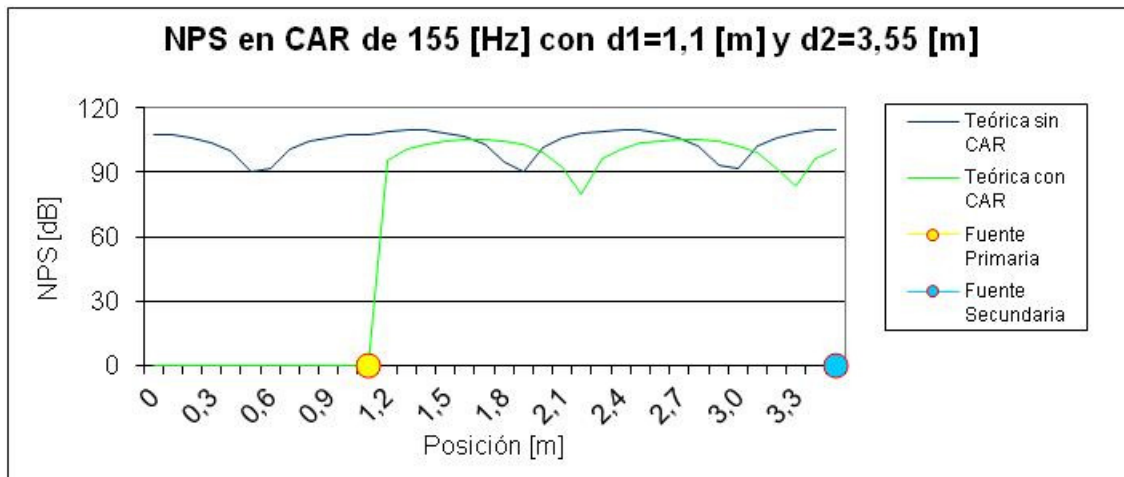


Fig. 7.16 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/2 = 1,1$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m].

Altavoz primario en $d_1 = (2n-1)\lambda/4$ y altavoz secundario en $d_2 = L$

- Estrategia: colocar el micrófono de error en $x = 0$

El poder de la fuente secundaria es $q_s(d_2) = q_p(d_1) \sin kL$

Por el hecho de situar la fuente primaria en un nodo se cancela el campo aguas abajo como se observa en la [figura 7.17](#). Cancelar aguas arriba no es una buena elección ya que se aumenta el campo aguas abajo.

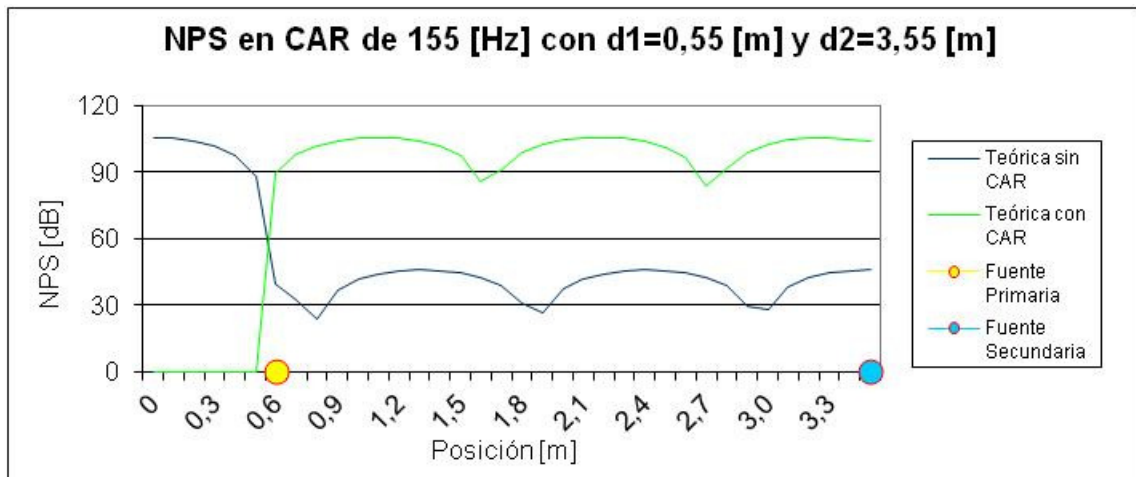


Fig. 7.17 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está muy cerca de $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 = L = 3,55$ [m].

Altavoz primario en $d_1 = n\lambda/2$ y altavoz secundario en $d_2 = n\lambda/2$.

- Estrategia: colocar el micrófono de error en $x = 0$

El poder de la fuente secundaria es: $q_s(d_2) = q_p(d_1)$

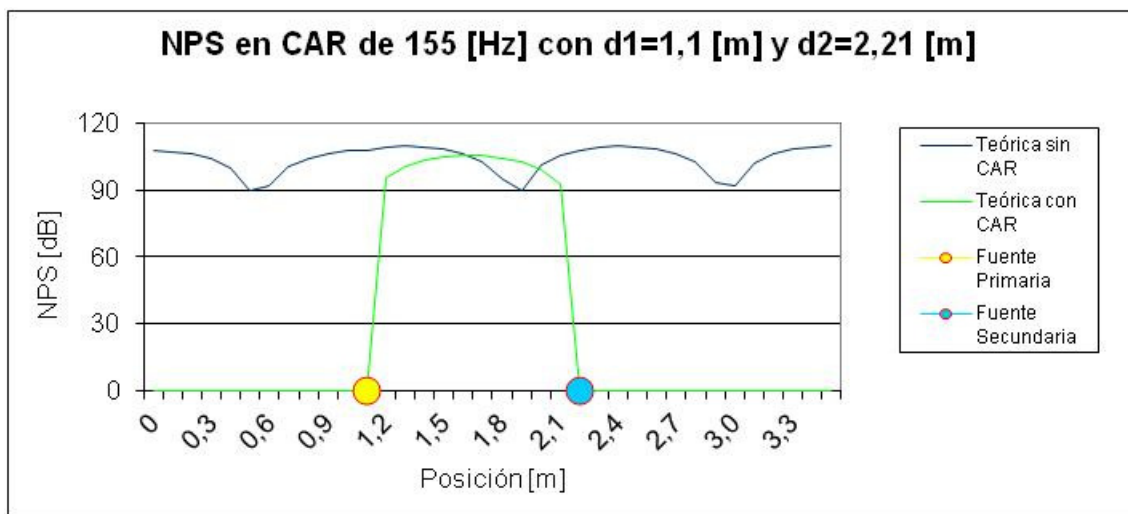


Fig. 7.18 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/2 = 1,1$ [m] y $d_2 = \lambda = 2,21$ [m].

Como se observa en la [figura 7.18](#), se cancela aguas arriba de la fuente primaria y aguas abajo de la fuente secundaria, aunque no en el espacio existente entre éstas.

Altavoz primario en $d_1 = (2n-1)\lambda/4$ y altavoz secundario en $d_2 = n\lambda/2$

- Estrategia: colocar el micrófono de error en $x = 0$

El poder de la fuente secundaria es: $q_s(d_2) = -q_p(d_1) \left[\frac{\text{sen}kL}{\text{cos}kL} \right]$

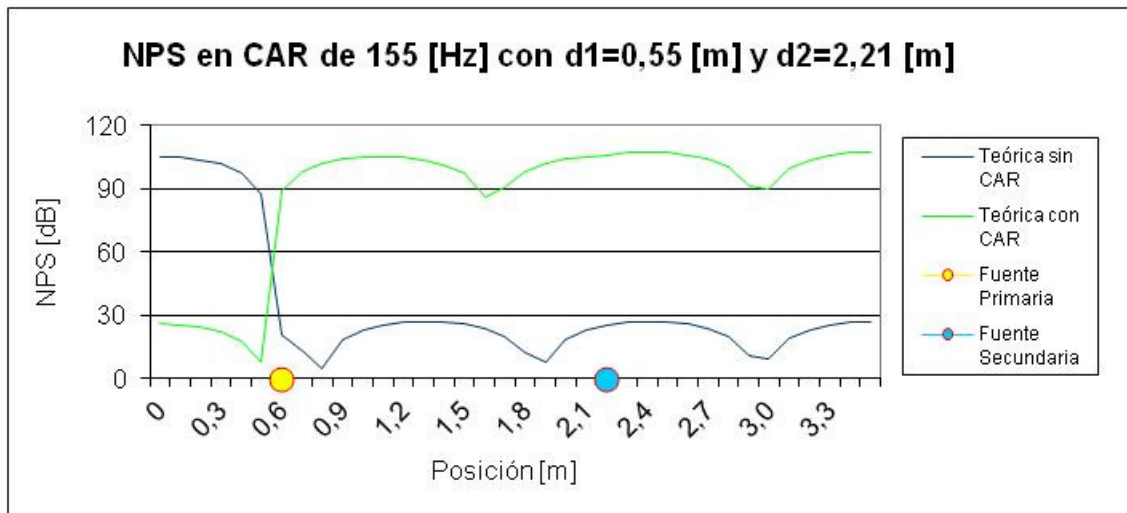


Fig. 7.19 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está cerca de $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 = \lambda = 2,21$ [m].

Como se observa en la [figura 7.19](#), por el hecho de situar la fuente primaria en un nodo se cancela el campo aguas abajo. Cancelar aguas arriba no es una buena elección ya que aumenta el campo aguas abajo.

Altavoz primario en $d_1 = n\lambda/2$ y el altavoz secundario en $d_2 = (2n-1)\lambda/4$

- Estrategia: colocar el micrófono de error en $x = 0$

El poder de la fuente secundaria es: $q_s(d_2) = -q_p(d_1) \left[\frac{\cos kL}{\sen kL} \right]$

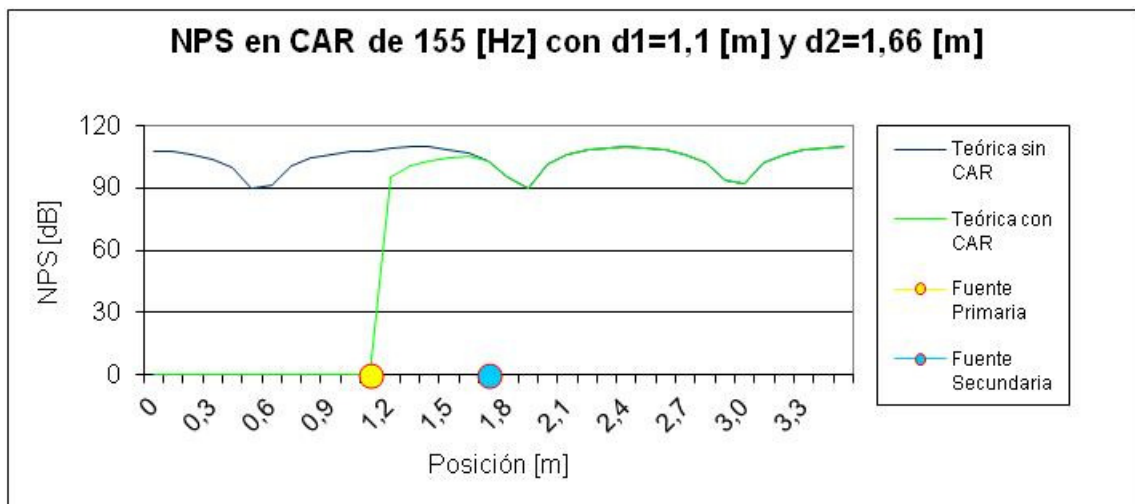


Fig. 7.20 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está cerca de $d_1 = \lambda/2 = 1,1$ [m] y $d_2 = 3\lambda/4 = 1,66$ [m].

Como se observa en la [figura 7.20](#), se cancela el campo aguas arriba de la fuente primaria pero no aguas abajo.

Altavoz primario en $d_1 = (2n-1)\lambda/4$ y altavoz secundario en $d_2 = (2n-1)\lambda/4$

- Estrategia: colocar el micrófono de error en $x = 0$

El poder de la fuente secundaria es: $q_s(d_2) = q_p(d_1)$

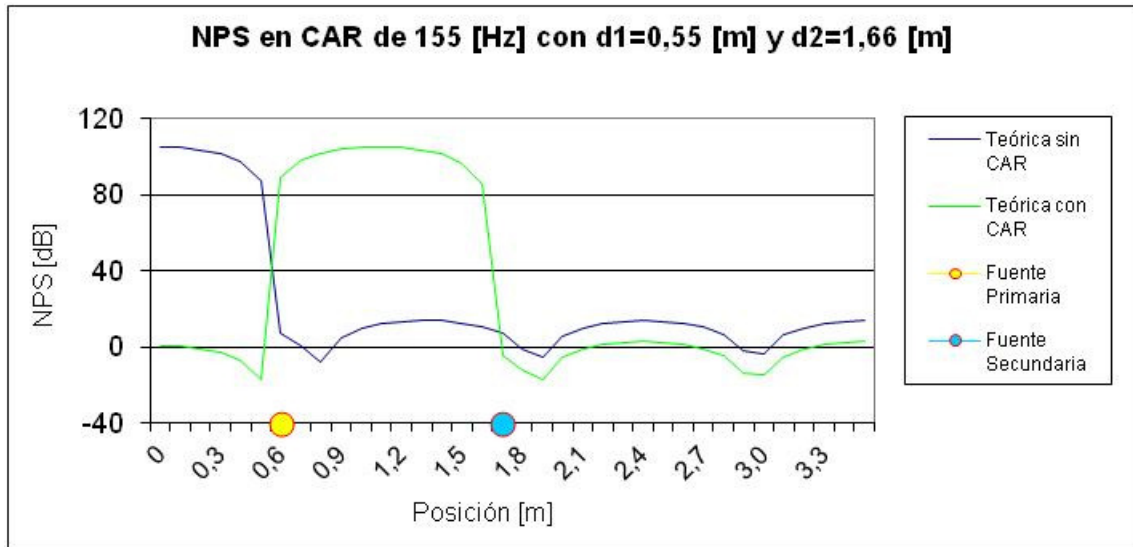


Fig. 7.21 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está cerca de $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 = 3\lambda/4 = 1,66$ [m].

Por el hecho de colocar el altavoz en un nodo se cancela el campo aguas abajo. Como se observa en la figura 7.21, al aplicar el control se cancela el campo aguas arriba de la fuente primaria y aguas abajo de la fuente secundaria, pero no en la zona entre éstas, donde aumenta el nivel.

Casob: Posición de altavoz primario en $d_1 = n\lambda/4$ y secundario en $d_2 \neq L, d_2 \neq n\lambda/4$.

Se estudia el caso en que el altavoz primario está en $d_1 = (2n\lambda/4)$ y posteriormente cuando $d_1 = (2n-1)\lambda/4$ y para las posiciones del secundario $d_2 \neq L, d_2 \neq n\lambda/4$. Se coloca el micrófono de error en $x = 0$ para cancelar la presión aguas arriba y en $x = L$.

Altavoz primario en $d_1 = n\lambda/2$ y altavoz secundario en $d_2 \neq L, d_2 \neq n\lambda/4$

- Estrategia 1: colocar el micrófono de error en $x = 0$

El poder de la fuente secundaria es: $q_s(d_2) = q_p(d_1) \left[\frac{\cos kL}{\cos k(L - d_2)} \right]$

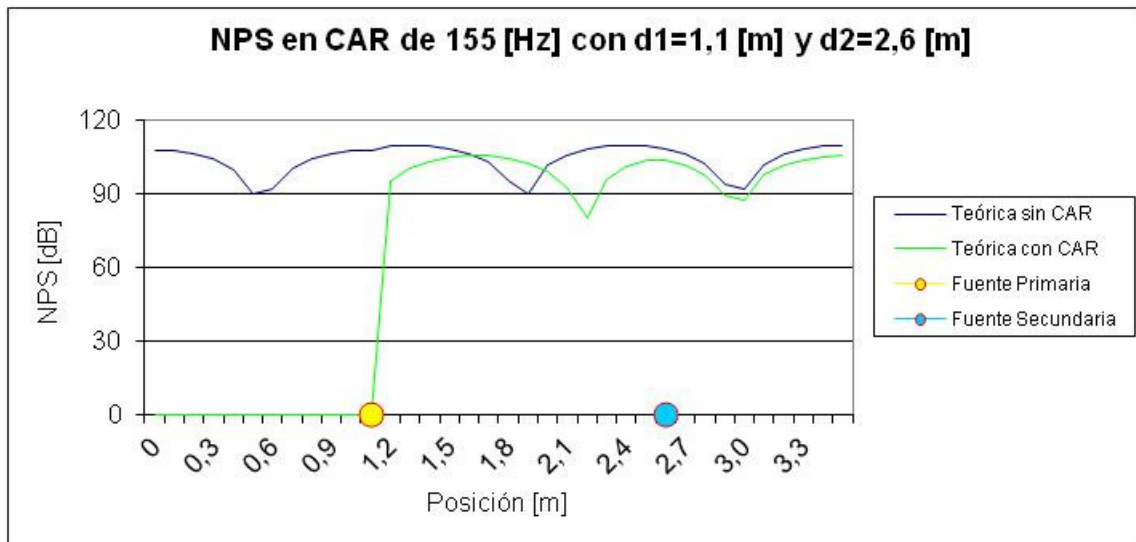


Fig. 7.22 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/2=1,1$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,6$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m].

Como se observa en la figura 7.22, sólo se cancela aguas arriba de la fuente primaria.

- Estrategia 2: colocar el micrófono de error en $x = L$

El poder de la fuente secundaria es: $q_s(d_2) = q_p(d_1) / \cos kd_2$

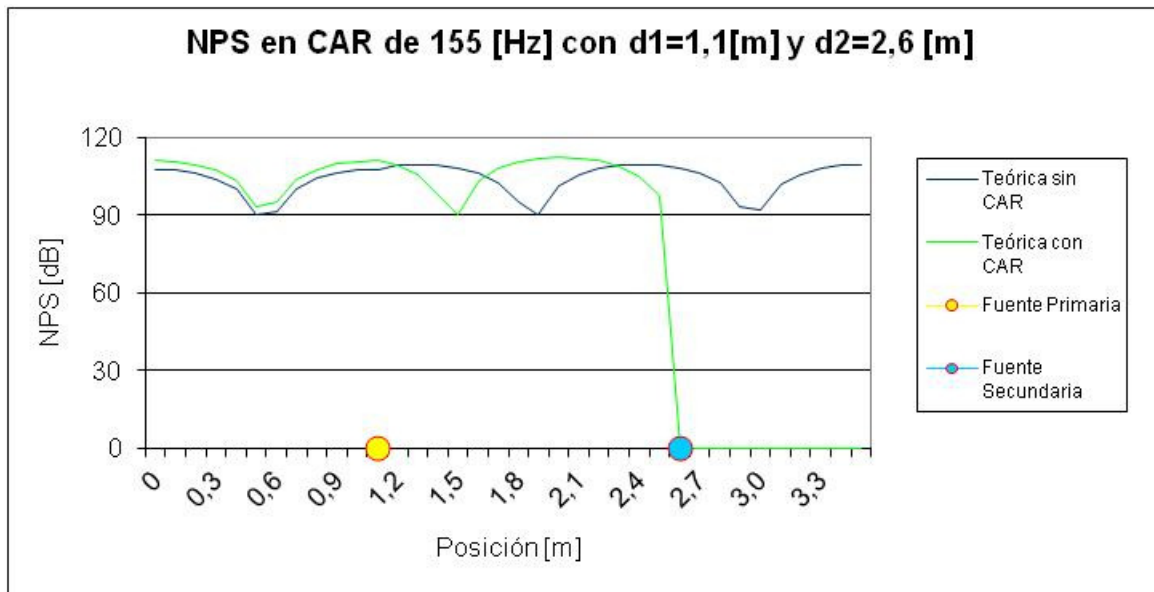


Fig. 7.23 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/2=1,1$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,6$ [m] con micrófono de error en $x = L$.

Como se observa en la figura 7.23, sólo se cancela aguas abajo de la fuente secundaria.

Altavoz primario en $d_1 = (2n-1)\lambda/4$ y altavoz secundario en $d_2 \neq L$, $d_2 \neq n\lambda/4$

- Estrategia 1: colocar el micrófono de error en $x = 0$

El poder de la fuente secundaria es: $q_s(d_2) = -q_p(d_1) \left[\frac{\text{sen}kL}{\text{cos}k(L - d_2)} \right]$

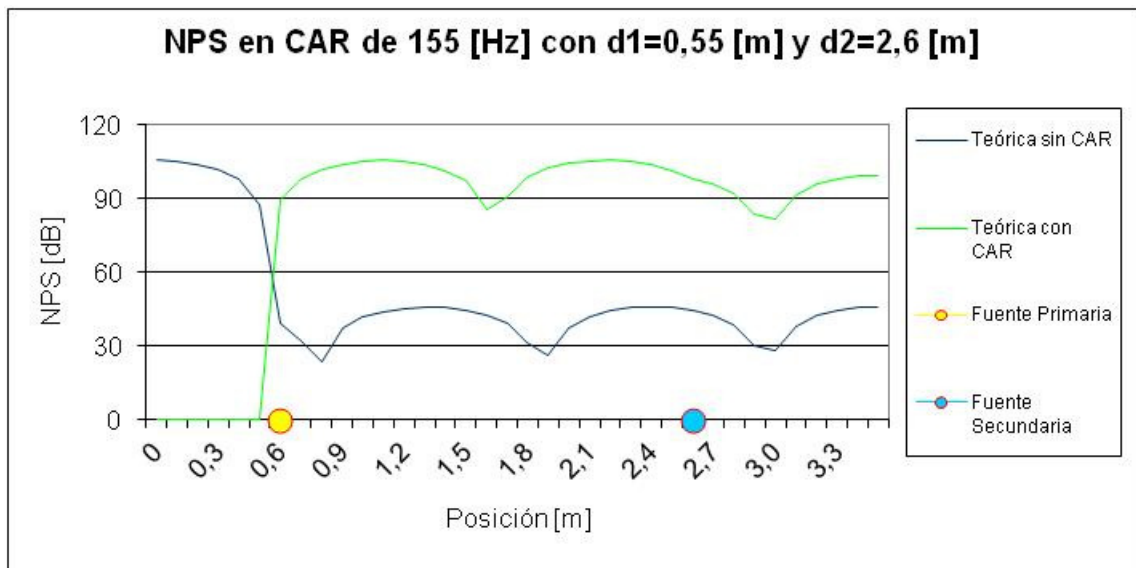


Fig. 7.24 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,6$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m].

Al situarse en un nodo la onda se cancela aguas abajo sin control, pero al aplicarse el control activo el nivel aumenta en dicha zona como se observa en la [figura 7.24](#).

- Estrategia 2: colocar el micrófono de error en $x = L$

El poder de la fuente secundaria es: $q_s(d_2) = 0$

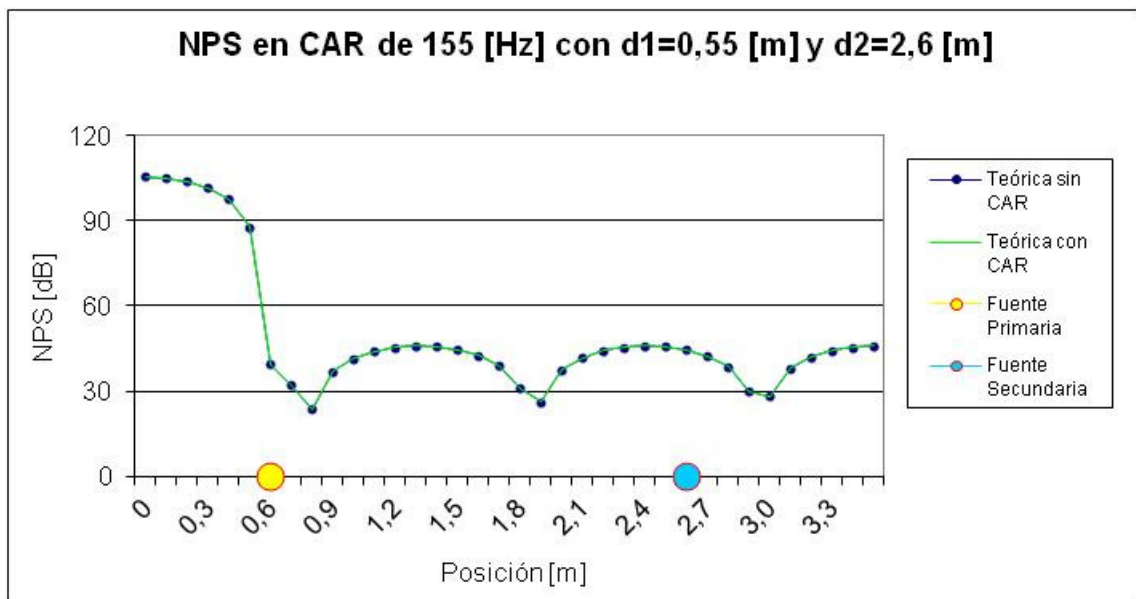


Fig. 7.25 Control activo teórico a la frecuencia de 155 [Hz] para cancelar aguas arriba cuando la fuente primaria está en $d_1 = \lambda/4 = 0,55$ [m] y $d_2 \neq n\lambda/4 = 2,6$ [m] con micrófono de error en $x = L$.

Como se muestra en la [figura 7.25](#), el control no tiene efecto sobre la onda.

7.3.2 Control activo en condiciones de resonancia

Teóricamente, es factible cancelar en todo el encapsulamiento emitiendo a la frecuencia de resonancia. Se analizará, en función de lo estudiado en el apartado anterior los siguientes casos especiales:

- Posición de altavoz primario en $d_1 = 0$ y secundario en $d_2 = L$
- Posición de altavoz primario en $d_1 = 0$ y secundario en $d_2 = \lambda/2$
- Posición de altavoz primario en $0 < d_1 < \lambda/4$ y secundario en $d_2 = L$
- Posición de altavoz primario en $d_1 = \lambda/4$ y secundario en $d_2 = L$

La posición del altavoz secundario en $\lambda/4$ no es factible ya que no se consigue cancelación, al encontrarse en un nodo, por lo que no se estudiará en este caso.

Caso 1: Posición de altavoz primario en $d_1 = 0$ y secundario en $d_2 = L$

Como se ha abordado en los apartados anteriores según la [ecuación 7.7](#) y [ecuación 7.8](#) y para las condiciones $d_1 = 0$ y $d_2 = L$ se cumple que la presión en el recinto es:

$$p(x) = \frac{\rho_0 c_0}{S \sin kL} [q_p \cos k(L-x) + q_s \cos kx] \quad (7.31)$$

Aplicando la [ecuación 7.14](#) en que resulta que $q_s = -q_p$, se obtiene:

$$p(x) = q_p \frac{\rho_0 c_0}{S \sin kL} [\cos k(L-x) - \cos kx] \quad (7.32)$$

Como en el caso de resonancia $\cos k(L-x) = \cos kx$, se obtiene la cancelación de la presión en todos los puntos del encapsulamiento como se ve en la [figura 7.26](#).

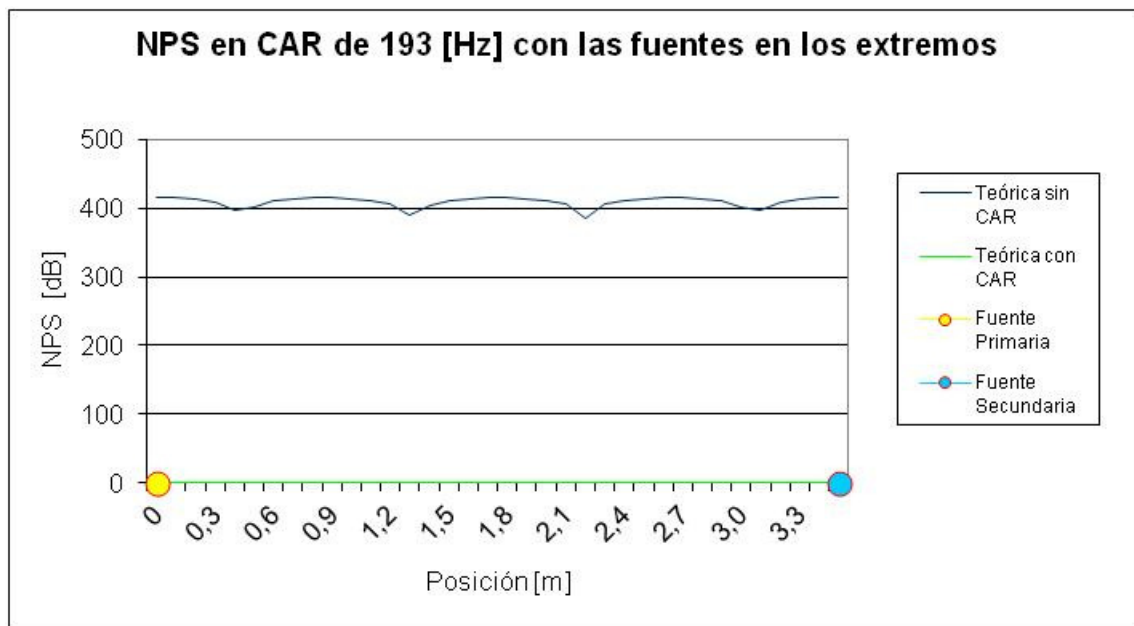


Fig. 7.26 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 2\lambda = 3,554$ [m] con micrófono de error en $x = 0$. (Longitud del tubo: 3,554 [m]).

Si bien es teóricamente es cierto, en la práctica es de difícil aplicación, ya que el encapsulamiento debería ser exactamente de longitud igual a $n\lambda$, y si existe una ligera desviación de dicho valor, la amplitud de la onda resultante después del control activo aumenta considerablemente.

En dicho caso, lo único que se puede conseguir es que el nivel del ruido en el interior del recinto sea igual al que existiría si no se amplificara debido a la resonancia y una cancelación local en el extremo donde está situado el micrófono de error, como puede observarse en la [figura 7.27](#).



Fig. 7.27 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = L = 2\lambda = 3,554$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del tubo: 3,554 m).

Este sistema de cancelación se podría utilizar en el caso en que la resonancia venga forzada, y se desee eliminar pero no se pueda situar un altavoz muy cerca de la fuente (ni a $\lambda/2$) como en el caso que se tratará experimentalmente en la cancelación del ruido producido por un ventilador de un ordenador.

Caso 2: Posición de altavoz primario en $d_1 = 0$ y secundario en $d_2 = \lambda/2$

Como se ha tratado en apartados anteriores, en este caso se forma una onda estacionaria aguas arriba de la fuente secundaria según la [ecuación 7.7](#) y la [ecuación 7.8](#) y una onda aguas abajo de la fuente secundaria según la [ecuación 7.10](#) y la [ecuación 7.11](#).

Como se cumple en el caso de resonancia que $\cos k(L-d_2) = \cos kd_2$ ambas expresiones se igualan. Para las condiciones $d_1 = 0$ y $d_2 = \lambda/2$ se cumple que la presión en el recinto es:

$$p(x) = \frac{\rho_0 c_0}{S \sin kL} [q_p \cos k(L-x) - q_s \cos kx] \tag{7.33}$$

Aplicando la [ecuación 7.9](#) y la [ecuación 7.12](#) en que resulta que $q_s = q_p$, se obtiene:

$$p(x) = q_p \frac{\rho_0 c_0}{S \sin kL} [\cos k(L-x) - \cos kx] \tag{7.34}$$

Como se está en resonancia, $\cos k(L-x) = \cos kx$, y se obtiene la cancelación de la presión en todos los puntos del encapsulamiento como se puede apreciar en la [figura 7.28](#).

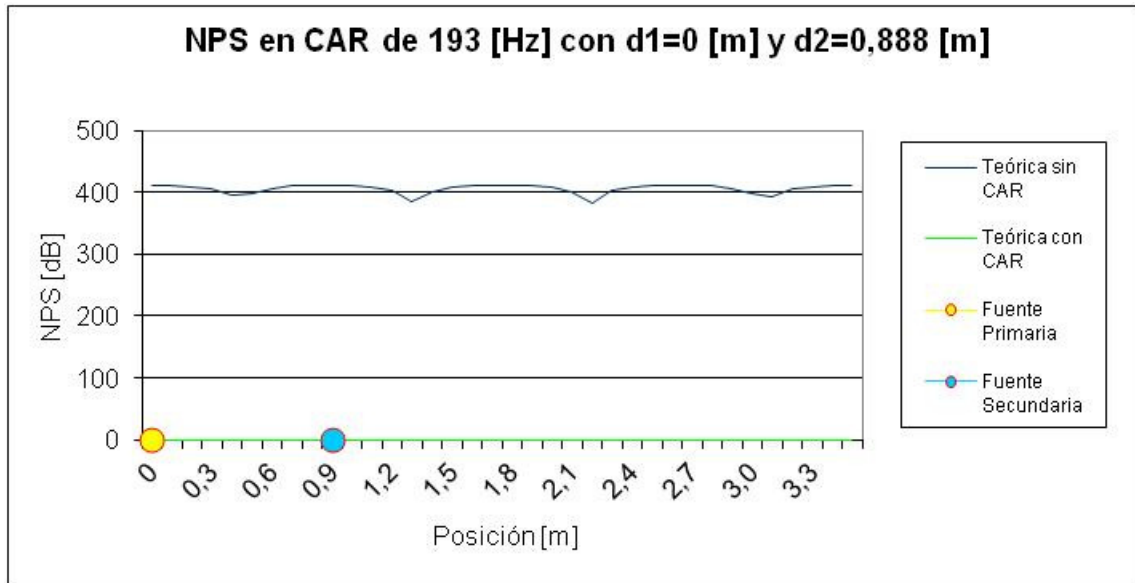


Fig. 7.28 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = \lambda/2 = 0,8884$ [m] con el micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del encapsulamiento 3,554 [m]).

Por lo tanto, se observa que teóricamente la cancelación es global, sea cual sea la posición del micrófono de error para dicha posición. En la práctica es imposible situar la fuente secundaria en un sitio tan exacto y construir un encapsulamiento con tanta precisión por lo que en la realidad el resultado se asemeja al de la [figura 7.29](#).

Este resultado es similar al obtenido para no resonancia si se tiene en cuenta que los resultados representados en dichas gráficas son para posiciones exactas con muchos decimales (véase en los títulos de ambas figuras la longitud del encapsulamiento considerada en ambos casos).

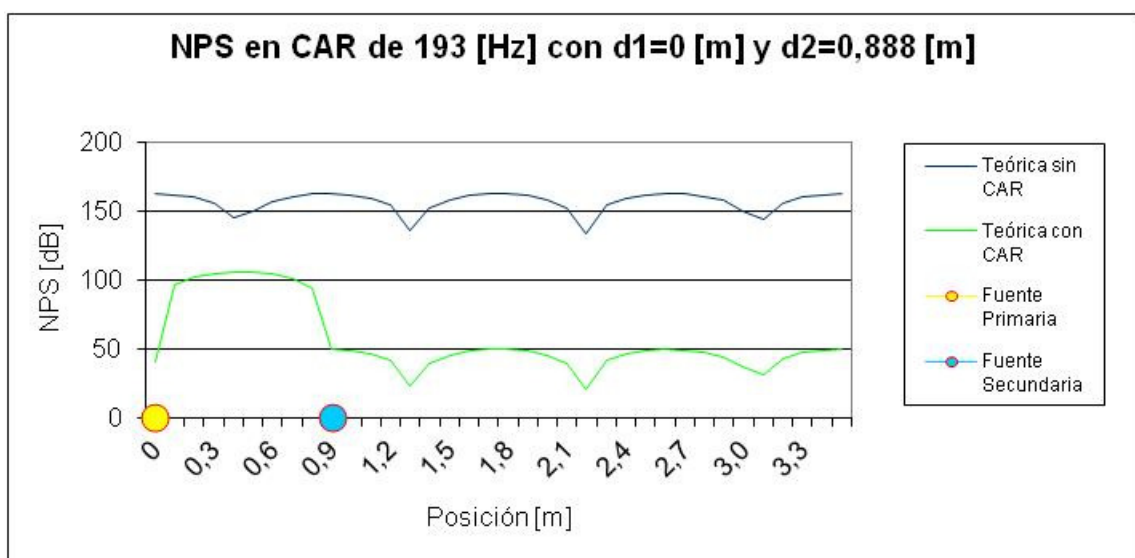


Fig. 7.29 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = \lambda/2 = 0,888$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del encapsulamiento 3,554 [m]).

Esta posición sería la óptima para el caso de una máquina encapsulada donde se permite situar la fuente secundaria a $\lambda/2$ del extremo del encapsulamiento.

Caso 3: Posición de altavoz primario en $0 < d_1 < \lambda/4$ y secundario en $d_2 = L$

En este caso se puede considerar que el altavoz primario está en cualquier posición, excepto en las dos citadas. Como ya se ha tratado en apartados anteriores se forma una onda estacionaria aguas arriba de la fuente primaria según la ecuación 7.4 y la ecuación 7.5 y una onda aguas abajo de la fuente primaria según la ecuación 7.7 y la ecuación 7.8. Como se cumple en el caso de resonancia que $\cos k(L-x) = \cos kx$, ambas expresiones se igualan. Para las condiciones $0 < d_1 < \lambda/4$ y $d_2 = L$ se determina que la presión en el recinto es:

$$p(x) = \frac{\rho_0 c_0}{S \sin kL} \cos kx [q_p \cos k(L - d_1) - q_s] \tag{7.35}$$

Aplicando la ecuación 7.11 y la ecuación 7.14 en que resulta que $q_s = -q_p \cos kd_1$, se deduce:

$$p(x) = q_p \frac{\rho_0 c_0}{S \sin kL} \cos kx [\cos k(L - d_1) - \cos kd_1] \tag{7.36}$$

Recordando que en el caso de resonancia $\cos k(L-d_1) = \cos kd_1$, se cumple la cancelación de la presión en todos los puntos del encapsulamiento como se ve en la figura 7.30.

Como en casos anteriores si el tubo no es de medidas exactas la reducción es menor, en este caso aguas arriba no hay reducción respecto al valor que se tendría en caso de no resonancia, como se aprecia en la figura 7.31.

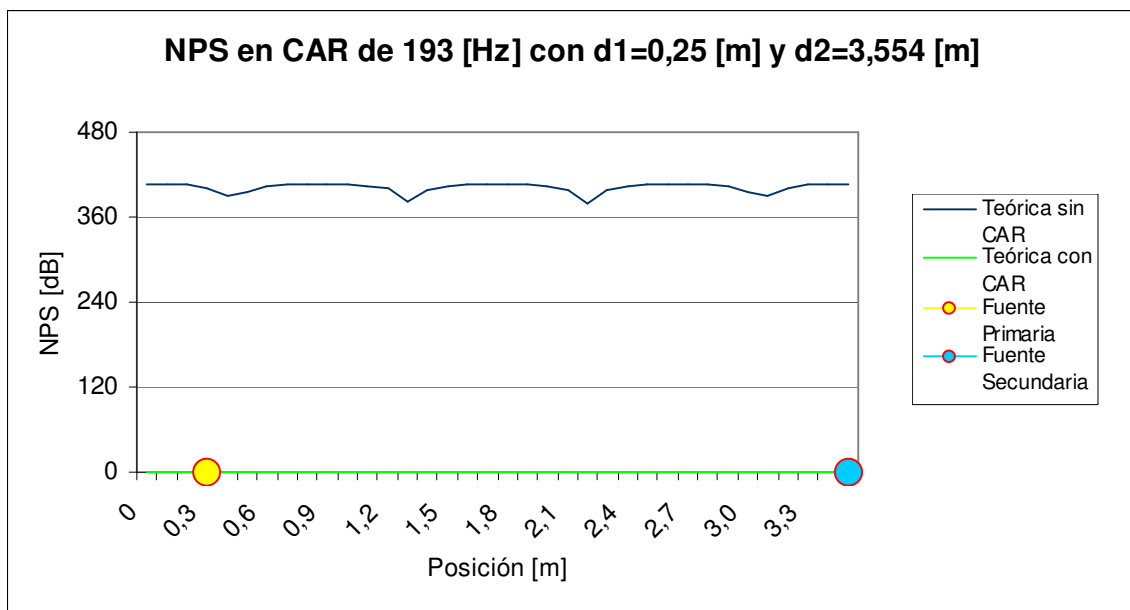


Fig. 7.30 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0,25$ [m] y $d_2 = L = 3,554$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del encapsulamiento 3,554 [m]).

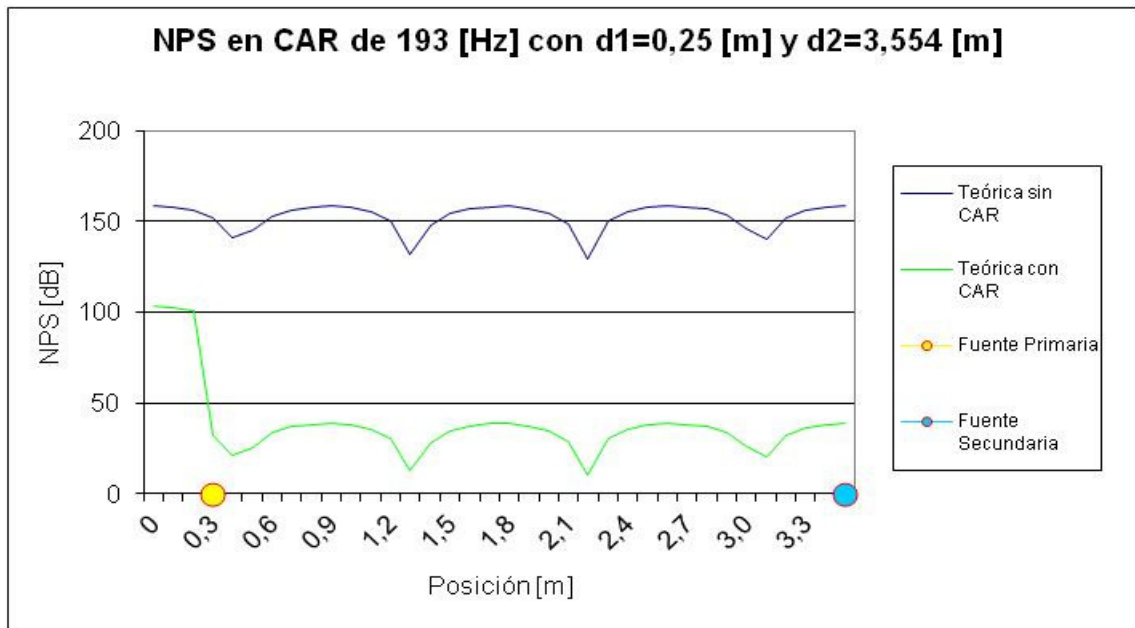


Fig. 7.31 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = 0,25$ [m] y $d_2 = L = 3,554$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del encapsulamiento: 3,554 [m]).

Cuanto más se aproxime el altavoz primario a la posición $\lambda/4$, mayor será la reducción aguas abajo, aunque peor será aguas arriba.

Caso4: Posición de altavoz primario en $d_1 = \lambda/4$ y secundario en $d_2 = L$

Es el caso en que la fuente primaria se sitúe en un nodo. Según la [ecuación 7.4](#) y la [ecuación 7.7](#) la onda primaria se anula aguas arriba y abajo, aunque trabajando con medidas no tan exactas de la longitud del tubo y de la posición de la fuente, se consigue reducir un poco respecto al hipotético caso de que fuese de antiresonancia.

La fuente secundaria sólo cancela en las proximidades del micrófono de error situado cerca del altavoz primario como se observa en la [figura 7.32](#).

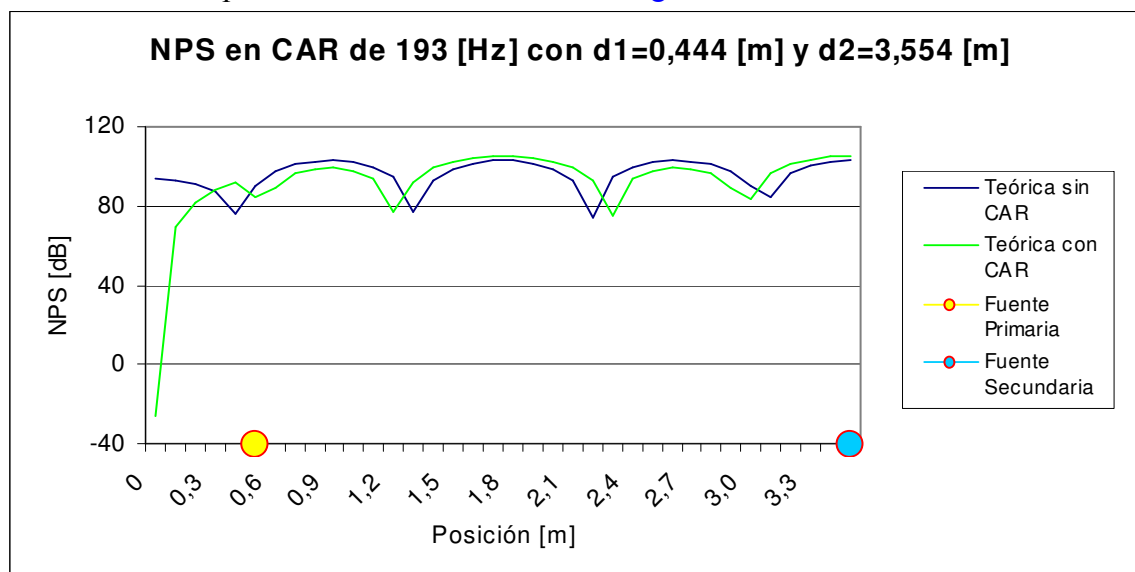


Fig. 7.32 Control activo teórico a la frecuencia de resonancia 193 [Hz] con $d_1 = \lambda/4 = 0,444$ [m] y $d_2 = L = 3,554$ [m] con micrófono de error en $x = 0$ [m]. (Longitud del tubo: 3,554 [m]).

En el caso en que se pueda elegir la situación de una fuente puntual en un encapsulamiento resonante forzado, la elección será cerca de un nodo como en el caso anterior.

Si se sitúa la fuente en un nodo, sólo se consigue reducir localmente en un extremo, en función de donde se coloque el micrófono de error y se cancela el efecto de caja de resonancia del encapsulamiento.

En este caso, el control no mejora colocando el altavoz secundario en una posición como $d_2 = \lambda/2$.

Se debe utilizar esta configuración en el caso en que el recinto sea resonante y se desee reducir el ruido de una fuente muy puntual utilizando o no el control activo.

7.3.3 Estudio experimental en un encapsulamiento casi en resonancia con la frecuencia emitida

Este estudio se realiza para comprobar, experimentalmente, que pequeñas variaciones de las dimensiones del encapsulamiento pueden influir de forma determinante, como se ha visto teóricamente hasta ahora, en el rendimiento del control activo. Puede servir igualmente como ejemplo de lo descrito hasta ahora.

Se ha supuesto en este estudio experimental que es imposible situar la fuente secundaria cerca de la fuente primaria y que se ha situado siempre en $d_2 = L$.

Las posiciones de la fuente primaria son: $d_1 = 0$, $d_1 = \lambda/4$, $0 < d_1 < \lambda/4$.

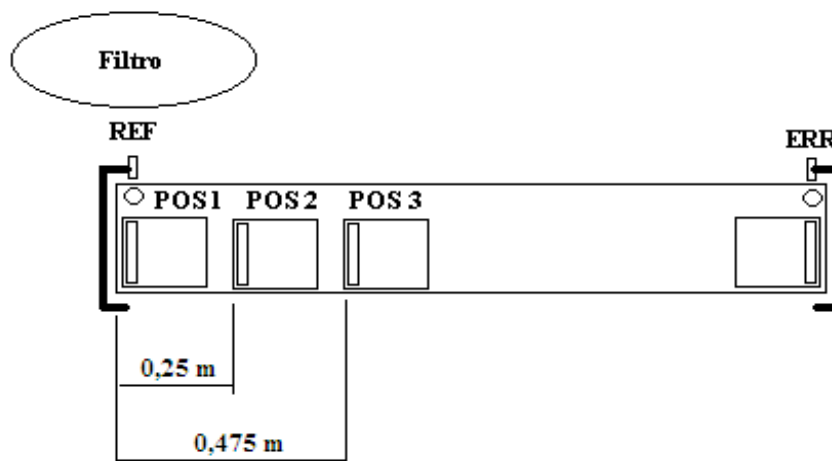


Fig. 7.33 Posiciones de los diferentes elementos de control activo a la frecuencia de casi- resonancia para 192 [Hz] con $d_1 = 0$ [m], $d_1 = 0,25$ [m], $d_1 = \lambda/4 = 0,475$ [m] y $d_2 = L = 3,5$ [m] con micrófono de error situado en $x = 0$ [m].

Caso en que $d_1 = 0$

En el caso en que el altavoz primario esté en $x = 0$ el valor del poder de la fuente es de $q_s(d_2) = -q_p(d_1)$

Es decir que ambas fuentes emiten con $q = 0,00009 \text{ [m}^3/\text{s]}$. En la [figura 7.34](#) se muestra la reducción graficando la forma de la onda con valores de presión acústica.

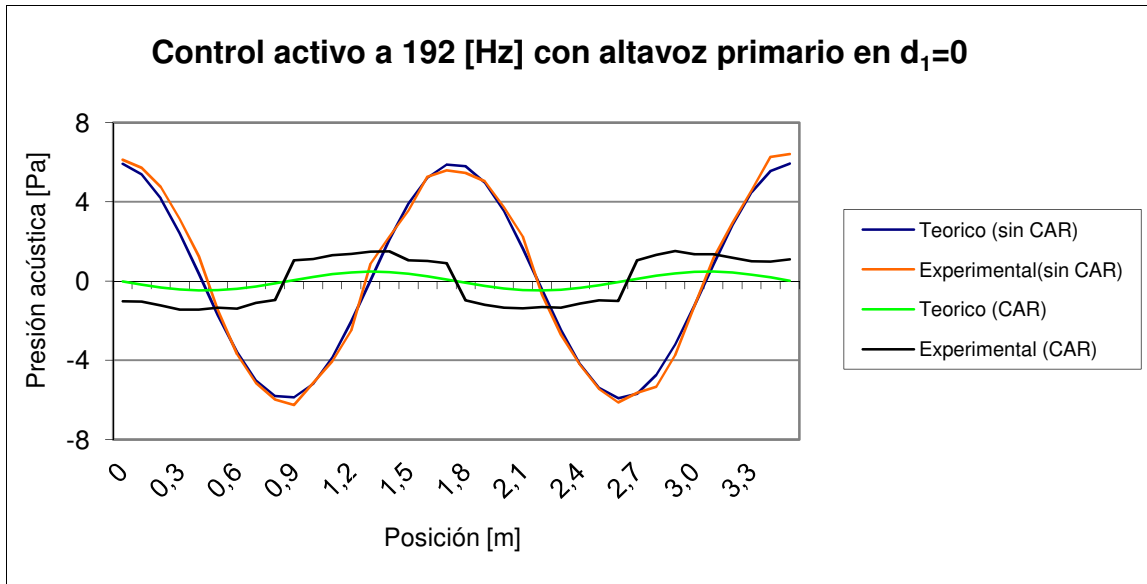


Fig. 7.34 Control activo para 192 [Hz] (frecuencia próxima a resonancia), $L = 3,55 \text{ [m]}$, $d_1 = 0 \text{ [m]}$, $d_2 = 0 \text{ [m]}$. Comparación entre valores teóricos y experimentales, con y sin control.

Se muestra del mismo modo la diferencia existente del nivel de presión sonora con y sin control en la [figura 7.35](#), observándose una cancelación global, aunque de peor rendimiento que la teórica.

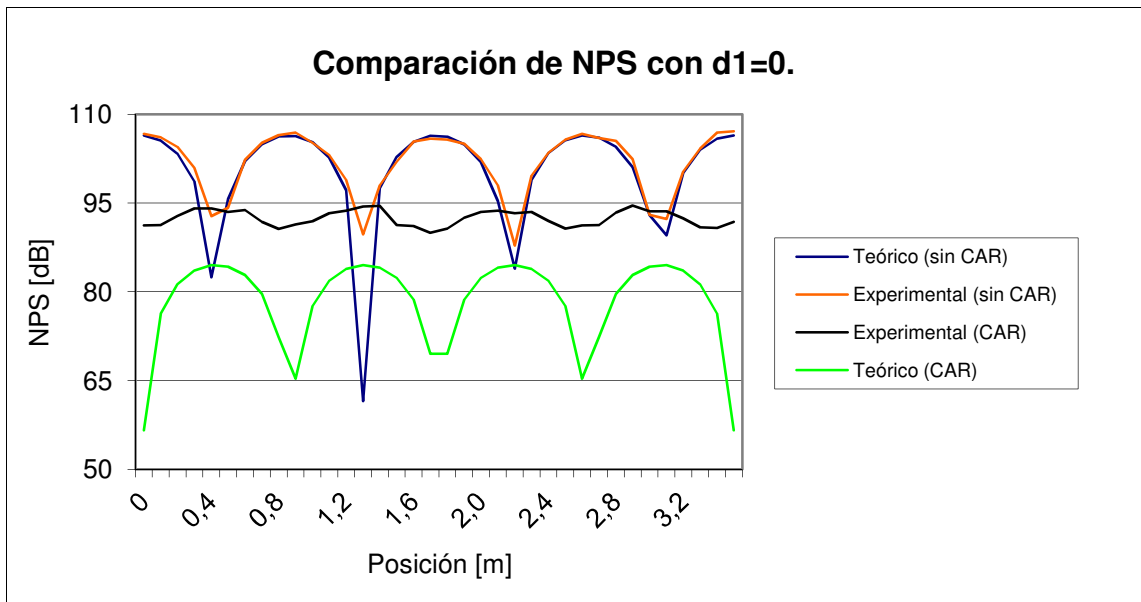


Fig. 7.35 Nivel de presión sonora en el control activo para 192 [Hz] (frecuencia próxima a resonancia), $L = 3,55 \text{ [m]}$, $d_1 = 0 \text{ [m]}$, $d_2 = 0 \text{ [m]}$. Comparación entre valores teóricos y experimentales, con y sin control.

Caso en que $0 < d_1 < \lambda/4$, $d_1 = 0,25 \text{ [m]}$.

En el caso en que el altavoz primario esté en $x = 0,25$ [m] el valor del poder de la fuente para conseguir la cancelación por control activo será:

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \cos kd_1$$

Al alejarse del máximo el nivel de presión sonora disminuye un poco respecto al anterior. El control actúa de forma global pero con un menor rendimiento. El resultado final es parecido al anterior, ya que también el ruido emitido por la fuente primaria disminuye por su situación.

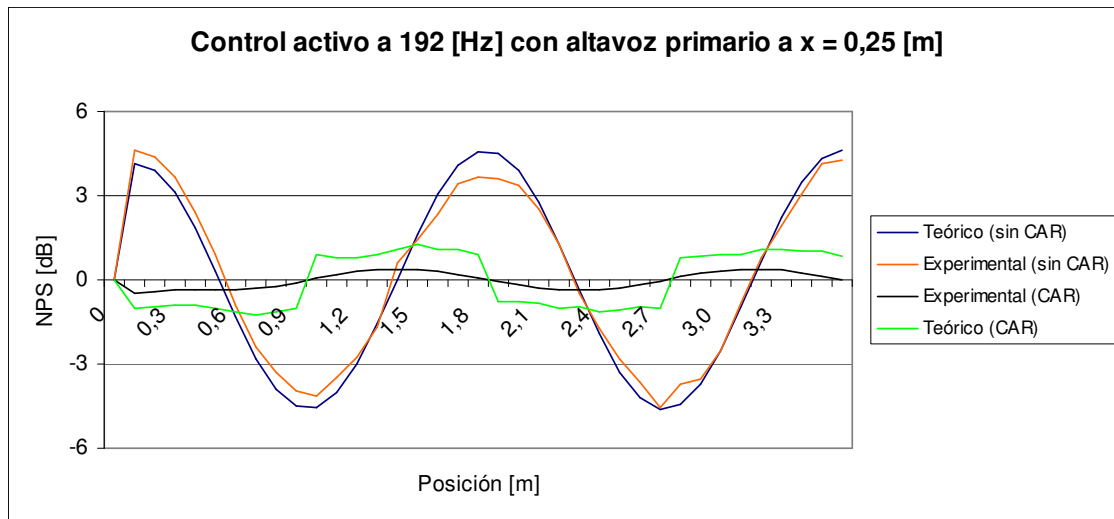


Fig. 7.36 Ondas sonora en el control activo para 192 [Hz] (frecuencia próxima a resonancia), $L = 3,554$ [m], $d_1 = 0.25$ [m], $d_2 = 0$ [m]. Comparación entre valores teóricos y experimentales, con y sin control activo.

Se ha representado también el resultado con la gráfica de nivel de presión sonora de la figura 7.37 debido a que resulta más fácil visualizar y analizar los resultados.

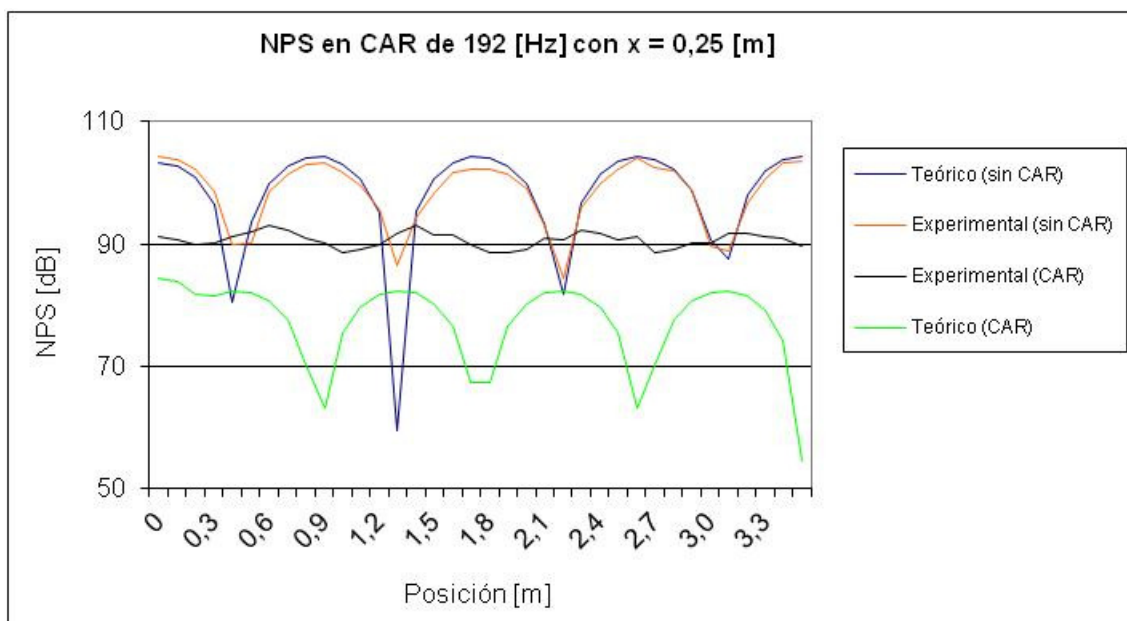


Fig. 7.37 Nivel de presión sonora en el control activo para 192 [Hz] (frec. próxima a resonancia), $L = 3,55$ [m], $d_1 = 0.25$ [m], $d_2 = 0$ [m]. Comparación entre valores teóricos y experimentales, con y sin control.

Caso en que $d_1 \approx \lambda/4$, $d_1 = 0,475$ [m].

En este caso, al situarse la fuente cerca del nodo, la presión acústica en el interior del tubo disminuye. Al realizar el control activo, como las variables no son suficientemente exactas para un tubo completamente resonante, se llega a reducir la presión algo más.

$$q_s(d_2) = -q_p(d_1) \cos kd_1$$

En la [figura 7.38](#) se aprecia que la disminución no es tan importante como en los casos anteriores.

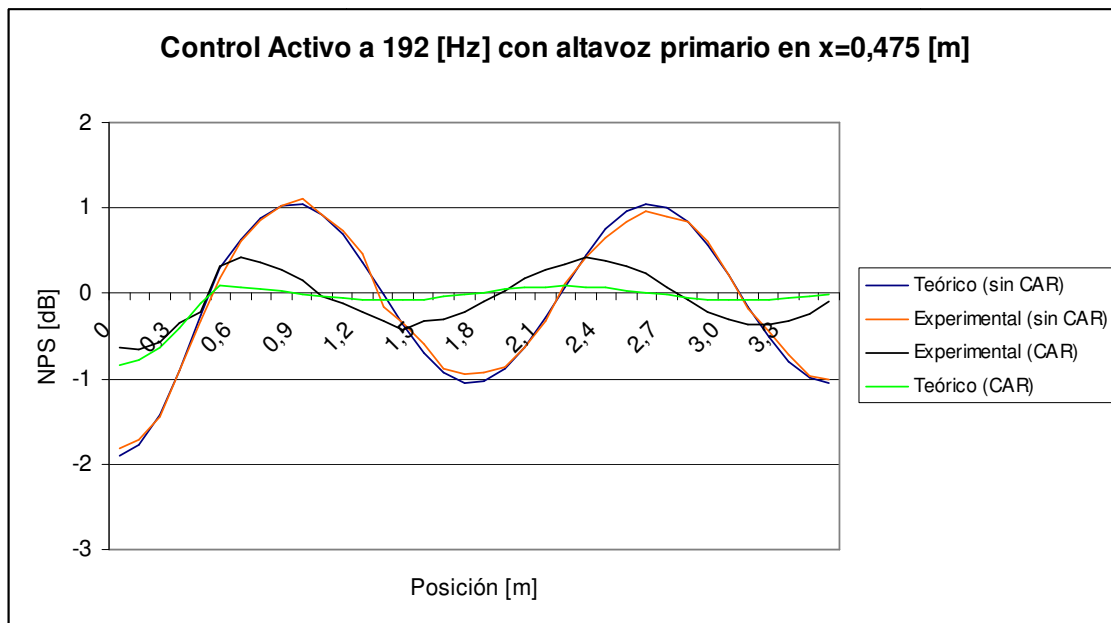


Fig. 7.38 Ondas sonora en el control activo para 192 [Hz] (frec. próxima a resonancia), $L = 3,55$ [m], $d_1 = 0,475$ [m], $d_2 = 0$ [m]. Comparación entre valores teóricos y experimentales, con y sin control activo.

Se verifica, que existe un aumento de presión sonora en el extremo del altavoz aguas arriba y un aumento de la influencia de la impedancia de dicha pared. La cancelación es global, consiguiéndose valores inferiores a los conseguidos en otras posiciones de d_1 .

Se puede observar con mayor claridad los valores conseguidos a partir de la [figura 7.39](#).

En todos los casos se observa que al no trabajar en un campo totalmente resonante, como se corresponde para las dimensiones del encapsulamiento a 193 [Hz], la reducción disminuye tanto teórica como experimentalmente, aunque sigue consiguiéndose una cancelación global aceptable.

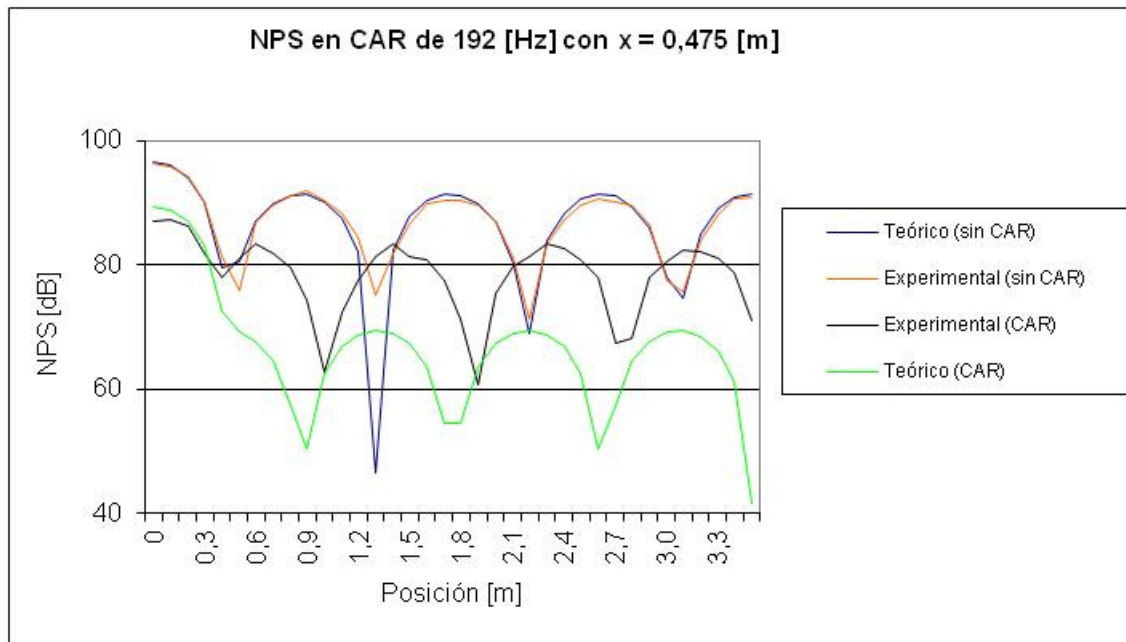


Fig. 7.39 Nivel de presión sonora en el control activo para 192 [Hz] (frec. próxima a resonancia), $L = 3,554$ [m], $d_1 = 0,475$ [m], $d_2 = 0$ [m]. Comparación entre valores teóricos y experimentales, con y sin control.

La reducción teórica es mayor que la experimental, debido a que en la formulación de propagación de onda no se tienen en cuenta los residuos (que sí aparecen en la formulación modal o en el caso experimental) y que tampoco se tiene en cuenta el amortiguamiento en las paredes..

7.3.4 Conclusiones del análisis del control activo en función de la posición de las fuentes y del tipo de campo acústico

Si el campo es de *no resonancia* la mejor posición es:

Si $d_1 \neq (2n-1) \lambda/4$ entonces $d_2 = n \lambda$, donde n es un número entero.
 Si $d_1 = (2n-1) \lambda/4$ entonces $d_2 = (2n-1) \lambda/4$, donde n es un número entero

Si campo es de *resonancia* la mejor posición es:

(Teóricamente cualquiera si las dimensiones fueran exactas, pero en la práctica:)

Si d_1 cerca de $\lambda/4$	entonces	$d_2 = L$
Si $d_1 \neq n \lambda/4$	entonces	$d_2 = \lambda/2$
Si $d_1 = n \lambda/4$	entonces	No hay control
Si $d_1 \neq n \lambda/4$ y no podemos situar $d_2 = \lambda/2$	entonces	$d_2 = L$

En el caso en que se emita a varias frecuencias, la posición $d_2 = \lambda/2$ variará de una frecuencia a otra por lo que es preferible colocar la fuente secundaria en un extremo, donde $d_2 = L$ y de este modo simplificar el control.



En el caso particular en que el campo sea de resonancia y $d_1 = n \lambda/4$, independientemente de donde se coloque la fuente secundaria, no se puede cancelar el campo acústico ya que es el mínimo, por estar la fuente en un nodo. Este caso es sólo posible teóricamente, ya que debería ser una fuente puntual y hallarse en un punto exacto.

8. CONTROL ACTIVO EN UN RECINTO

8.1 Introducción al control activo en recintos

En un recinto de grandes dimensiones, como ya se ha comentado, pueden existir dos formas de cancelación según la densidad modal a la frecuencia de emisión. Si la densidad modal es baja, como en el caso de la [figura 8.1](#), el campo es claramente definido y por lo tanto es fácil su total cancelación, es lo que se denomina control global.

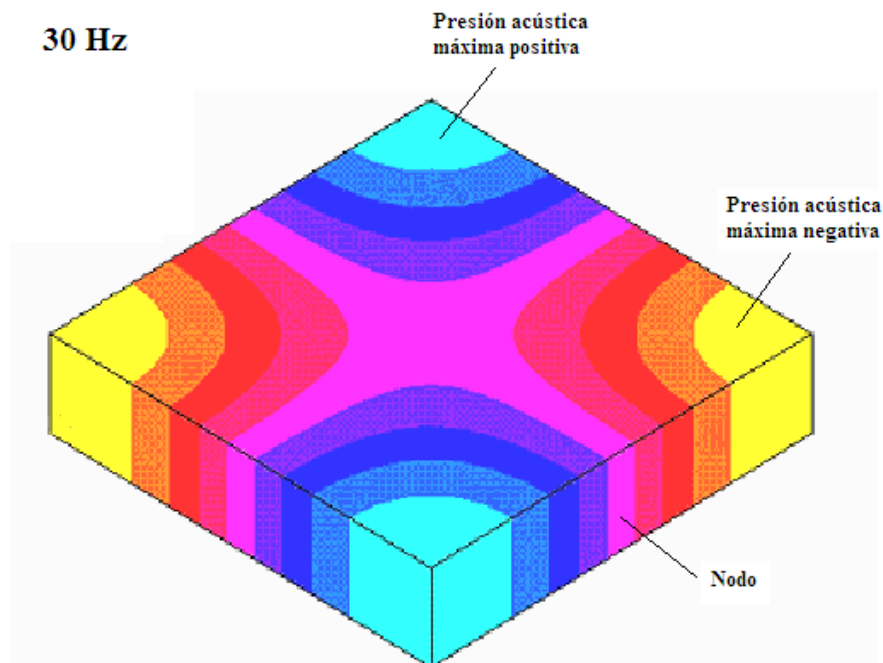


Fig. 8.1 Campo acústico teórico formado a la frecuencia de 30 [Hz] en el recinto de la tesis $8 \times 8 \times 3.5$ [m³]. En el dibujo se muestra el campo en la superficie $z = 1.7$ [m] que es donde se han situado los micrófonos de evaluación.

En cambio, si la densidad modal es alta, como en el caso que se muestra en la [figura 8.2](#), el campo acústico es difuso y es difícil su cancelación total, sólo es teóricamente posible en circunstancias muy restrictivas

La estrategia entonces, se basa en reducir el ruido en pequeñas zonas donde se sitúan los micrófonos de error y los altavoces secundarios. Este tipo de estrategia se denomina control local [79].

Si no se desea cancelar en una zona muy concreta, este control resulta poco factible por la cantidad de elementos necesarios (micrófonos y altavoces) para cancelar en todos los puntos. Por esta razón se ha considerado preferible encapsular la fuente y cancelar en el interior de la cápsula.

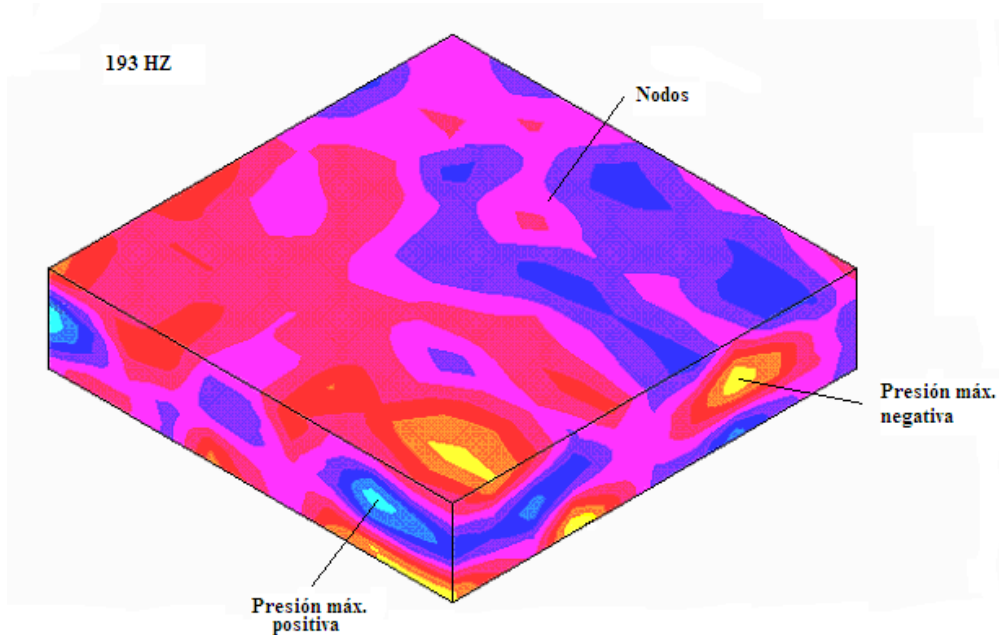


Fig. 8.2 Campo acústico teórico formados a la frecuencia de 193 [Hz] en el recinto de la tesis 8x8x3.5 [m³]. En el dibujo se muestra el campo en la superficie $z = 1.7$ [m] que es donde se han situado los micrófonos de evaluación.

8.2 Cancelación global en un recinto mediante control activo con una única fuente secundaria

8.2.1 Descripción del recinto y del encapsulamiento

8.2.1.1 Descripción del recinto

Todos los ensayos experimentales que se describen a continuación se han realizado en un recinto de planta cuadrada de 8×8 [m²] y de 3.25 [m] de altura. Las paredes del recinto son de yeso pintado, en una de la cuales hay varias ventanas y en otra una puerta de madera. El suelo está cubierto por un pavimento elástico y el techo está tratado acústicamente mediante placas perforadas.

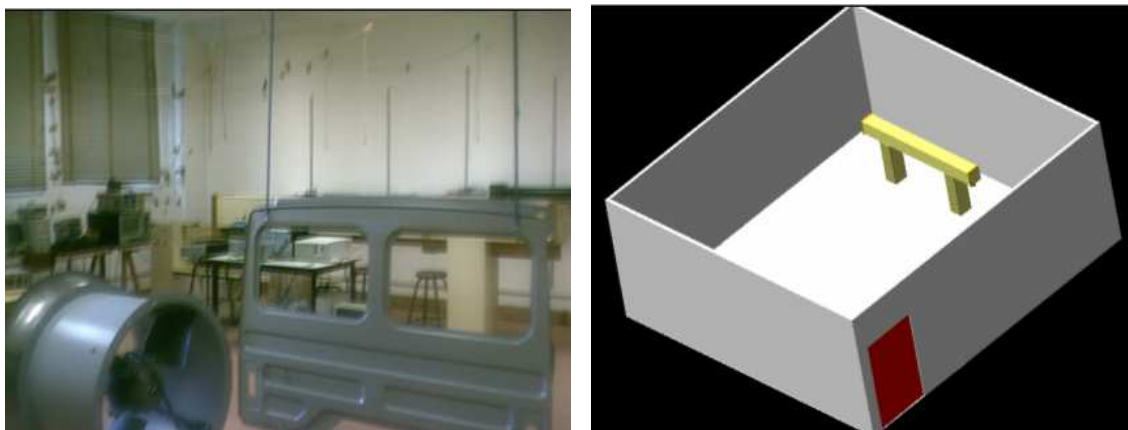


Fig. 8.3 Fotografía y dibujo de la sala del ensayo mostrando la posición del encapsulamiento.

El recinto, que se muestra en la [figura 8.3](#), contiene en su interior algunos elementos como chapas de experimentación, equipos, armarios... Aunque estos elementos pueden distorsionar los datos del ensayo, al comparar los datos teóricos con los datos experimentales, hacen que este estudio sea más parecido a un caso real, ya que nunca se realiza el control de ruido industrial en una habitación o nave vacía, sino llena de maquinaria.

Se muestra a continuación en la [figura 8.4](#), un croquis del recinto donde se ha trabajado y unos ejes auxiliares que servirán de referencia al realizar el estudio.

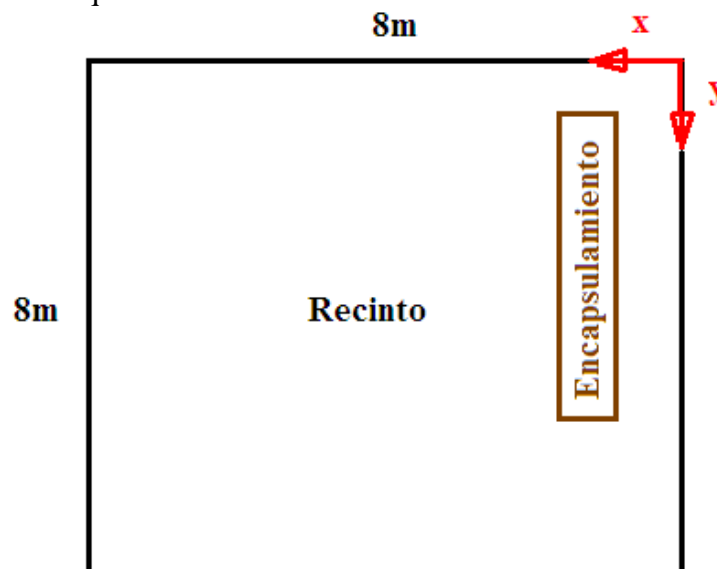


Fig. 8.4 Planta esquemática del recinto de estudio donde se muestra la situación de los ejes respecto a los que se situará el altavoz primario.

En la sala se ha instalado a una altura de 1,7 [m] una malla de 25 micrófonos (5 x 5) situados entre sí a una distancia de 2000 [mm] en x (paralelo a la pared donde se sitúa la puerta) y a 1832,5 [mm] en y. Esta malla de micrófonos se ha utilizado para medir los niveles de presión sonora en el recinto para determinar cómo varía el campo acústico al aplicar el control activo.



Fig. 8.5 Malla de micrófonos de medición en el recinto.

Estos micrófonos se unen mediante un pre-amplificador a un analizador de frecuencia que nos permite visualizar los resultados en amplitud y frecuencia.

Previamente se calibran todos los micrófonos a las frecuencias y amplitudes de trabajo, creando tablas de corrección si es necesario. En la imagen de la [figura 8.5](#) se muestra una fotografía de parte de la malla de los micrófonos del montaje.

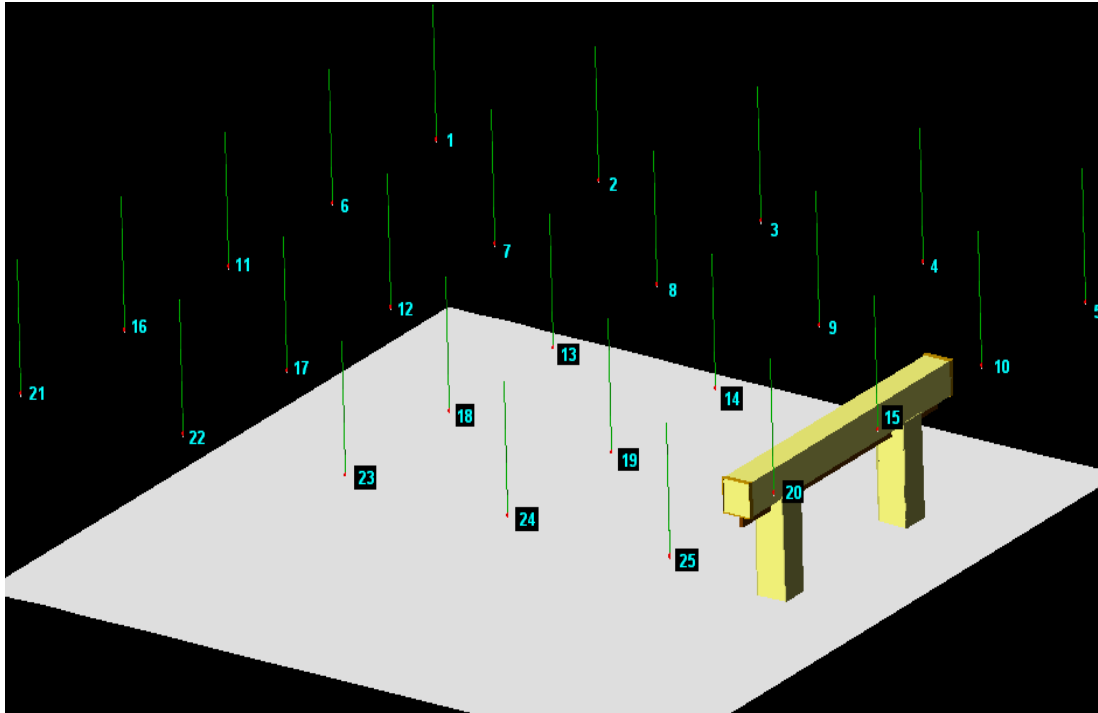


Fig.8.6 Situación de los micrófonos en el recinto respecto al encapsulamiento.

8.2.1.2 Descripción del encapsulamiento

El encapsulamiento utilizado es de madera contrachapada forrada con un material plástico para aumentar su rigidez y para que la absorción sea mínima. El tubo interiormente es de sección cuadrada de 0,28 [m] x 0,28 [m] y de 3,55 [m] de largo y el espesor de la madera es de 9 [mm]. Se apoya sobre una viga de madera que a su vez sostiene sobre tres pies también de madera.

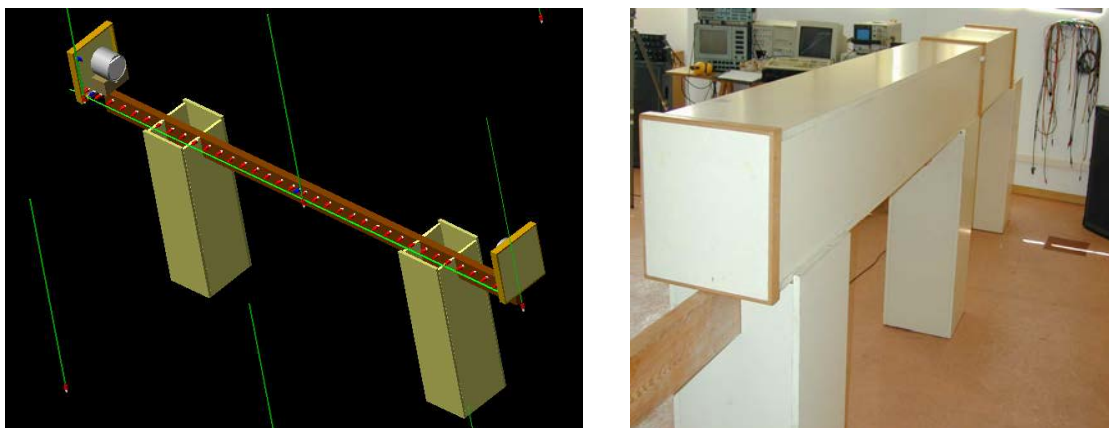


Fig. 8.7 Encapsulamiento utilizado en esta tesis y dibujo en que se ha eliminado el tubo de sección cuadrada para mostrar la disposición de los micrófonos de control en su interior, altavoces y sus tapas.

En el interior del encapsulamiento se han situado 41 micrófonos de monitorización para medir los niveles de presión acústica en su interior y evaluar el campo acústico. Se ha añadido además un altavoz secundario y los micrófonos de referencia y error para realizar el control activo. La fuente de ruido puede situarse en las posiciones $d_1 = 0$ [m] o $d_1 \approx \lambda/4$ [m] en función del ensayo. En este apartado la fuente de ruido ha sido un altavoz y se ha situado en la posición $d_1 = 0$ [m].

Como se muestra en la [figura 8.8](#) se han situado en el interior de éste 36 micrófonos “electret” monitorizados a un intervalo constante de unos aproximadamente 101 [mm] y otros 4 cerca de la fuente, en un intervalo de 20 [mm], para establecer con mayor precisión el punto máximo. Se ha situado un último micrófono en el punto medio del encapsulamiento al ser un punto crítico, ya que es un punto de máximo vientre o nodo a las frecuencias de resonancia.

Todos los micrófonos han sido perfectamente verificados comprobando que todos ellos miden el mismo resultado en amplitud a las frecuencias de trabajo del experimento. En caso de desviación se ha corregido el valor realizando, durante la calibración, la tabla de corrección correspondiente en función de la frecuencia y de los rangos de amplitud.

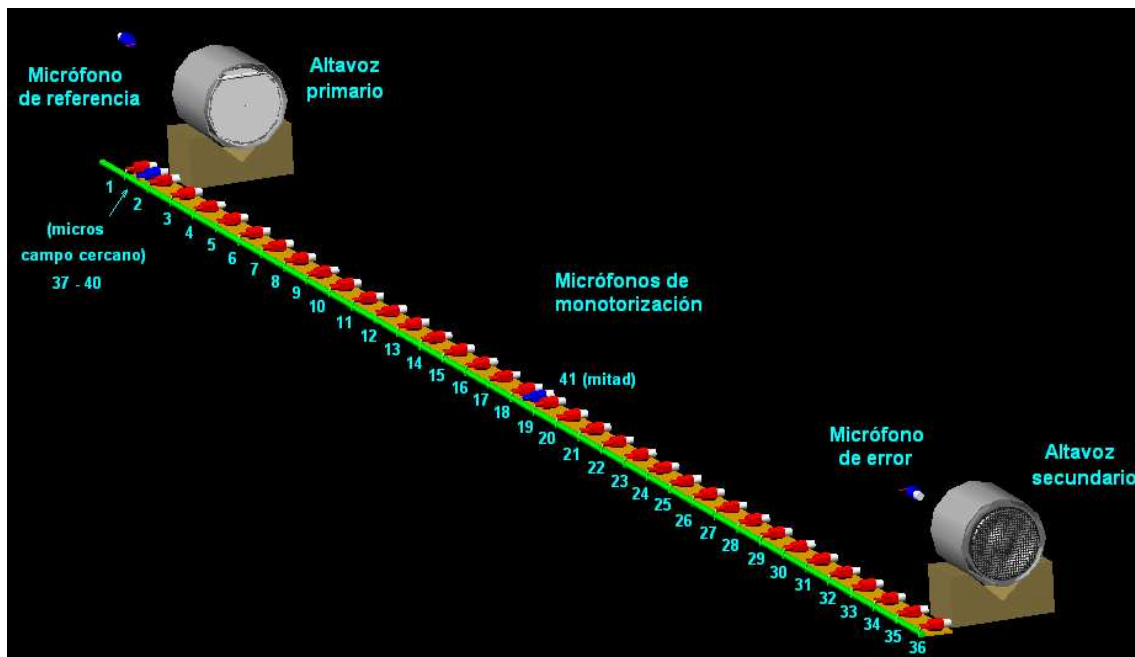


Fig. 8.8 Situación de los diferentes elementos de control activo y de monitorización en el interior del encapsulamiento.

8.2.2 Definición del control global en recintos

Cancelar el campo globalmente mediante control activo en un recinto significa reducir la presión acústica en la casi totalidad de sus puntos.

El campo acústico puede tener baja o alta densidad modal en función de la frecuencia de emisión y de las dimensiones del recinto.

En el caso de baja densidad modal es factible, en función de la posición de las fuentes, cancelar en todo el recinto, mientras que en el caso de alta densidad modal,

teóricamente, es posible cancelar globalmente pero la dificultad y las restricciones son tan altas que se prefiere cancelar siempre localmente.

A partir de cierta densidad modal, aunque sea todavía posible la cancelación global, es difícil encontrar un valor de q_s en función de todos los campos propios de cada uno de los modos del recinto. Sólo es posible si la fuente secundaria esta muy cerca de la fuente de ruido, es decir a menor distancia que la longitud de onda de la frecuencia de emisión ($|y_p - y_s| < \lambda$) o si los residuos de los otros modos implicados son despreciables respecto al modo dominante [80]. Debe tenerse especial cuidado en no situar la fuente secundaria en un lugar donde excite otros modos no dominantes y aumente la amplitud del campo en vez de disminuirlo [81].

Se debe tener en cuenta además, que en el control global la potencia emitida por las fuentes secundarias debe ser inferior a la emitida por la fuente primaria.

Otro punto que puede complicar el control del ruido es la necesidad del uso de varios altavoces y micrófonos de error. Una de las ventajas del control por encapsulamiento que se propone es que simplemente se necesita un altavoz.

Por esta razón sólo se han estudiado los modelos con una única fuente de cancelación o secundaria.

8.2.3 Control activo en un campo a baja densidad modal

8.2.3.1 Introducción teórica a la metodología de cancelación en un recinto a baja densidad modal

Cuando se tiene baja densidad modal, a la frecuencia de emisión, suele existir un modo predominante el cual, si es eliminado, conlleva una reducción importante del nivel de presión sonora en todo el recinto. Conforme la frecuencia de emisión aumenta también lo hace la densidad modal y los residuos de los modos no dominantes. A continuación se deducen cual debe ser la situación y magnitud de la fuente secundaria para cancelar de forma global.

Como se ha deducido en los apartados anteriores la presión acústica en un recinto producido por una fuente primaria q_p según la formulación modal es función, entre otros factores, del campo del propio recinto según se muestra en la [ecuación 6.57](#).

Si se desea realizar un control activo para cancelar dicho campo se debe introducir una fuente secundaria q_s de manera que la presión acústica en cualquier punto del recinto viene dada por la ecuación:

$$p(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\omega \rho_0 c_0^2}{V [2\zeta_n \omega_n \omega + j(\omega^2 - \omega_n^2)]} [q_p \psi_n(y_p) + q_s \psi_n(y_s)] \cdot \psi_n(x) \quad (8.1)$$

Donde y_p y y_s son las posiciones de las fuentes primarias y secundarias respectivamente.

Si se desea cancelar en todo el recinto, control global total, se debe cumplir la condición de que la presión sea siempre igual a cero. Para ello se puede determinar el valor de la fuente secundaria mediante la expresión:

$$q_s = -q_p \left(\frac{\psi_n(y_p)}{\psi_n(y_s)} \right) \quad (8.2)$$

No es fácil encontrar un lugar donde situar la fuente secundaria de forma de que se cancele en todo el recinto.

El lugar más idóneo sería el mismo sitio donde está situada la fuente primaria ($y_s = y_p$) pero en general esto es físicamente imposible o sencillamente la fuente no es puntual, por lo que se consigue reducción global pero no cancelación total.

Por otro lado, como se deduce de apartados anteriores, debe evitarse la colocación de la fuente secundaria en un nodo, ya que la potencia necesaria para la cancelación sería demasiado elevada y no se conseguiría la cancelación.

Si la frecuencia de excitación es próxima o igual a uno de los modos de resonancia, la densidad modal es baja y ζ_n es pequeño, entonces la contribución de los residuos pertenecientes a los otros modos de vibración es baja.

De esta forma se puede simplificar la ecuación 8.2 para que el control se centre en la cancelación del modo dominante, siendo $\psi_d(y_p)$ y $\psi_d(y_s)$ el campo acústico producido por la fuente primaria y secundaria a la frecuencia de emisión del modo dominante, y así en el recinto sólo quede la suma de los residuos [13].

$$q_s \approx -q_p \left(\frac{\psi_d(y_p)}{\psi_d(y_s)} \right) \quad (8.3)$$

Conforme la densidad modal aumenta es evidente que la cancelación será menor al utilizar esta ecuación ya que la contribución de los residuos es mayor.

8.2.3.2 Ejemplos de cancelación global en un recinto a baja densidad modal

Se han ensayado, a bajas frecuencias, la cancelación con control activo en el recinto con y sin encapsulamiento utilizando un altavoz como fuente primaria y otro como secundaria. La estrategia se ha basado en situar la fuente secundaria en un lugar adecuado y con el valor indicado en la ecuación 8.3.

Este estudio se ha realizado para comprobar cual es la frontera entre cancelación global y local y averiguar experimentalmente el rendimiento del control a bajas frecuencias.

Frecuencia de emisión de 23 [Hz]

La primera prueba se ha realizado con un altavoz situado en un extremo del recinto exterior, posición (0,0,0.5) [m], a la primera frecuencia modal del recinto (1,0,0) y (0,1,0) que es 23 [Hz]. Existen dos modos propios a la misma frecuencia debido a que el recinto es cuadrado (8 x 8 x 3,5) [m].

Sin encapsulamiento

La presión acústica a esta frecuencia es función de los campos $\Psi(0,0,0)$, $\Psi(1,0,0)$ y $\Psi(0,1,0)$ por lo que la presión acústica teórica suponiendo que la fuente primaria está en el punto $(0,0,0.5)$ metros se expresa gráficamente, a izquierda, en la [figura 8.4](#).

Dicho gráfico se ha realizado con el programa Matlab. Véase la diferencia entre el modo $(1,0,0) + (0,1,0)$ que se forma a 23 [Hz] debido a que el recinto es cuadrado y compárese con el modo $(1,1,0)$ que se forma a la frecuencia de 30 [Hz].

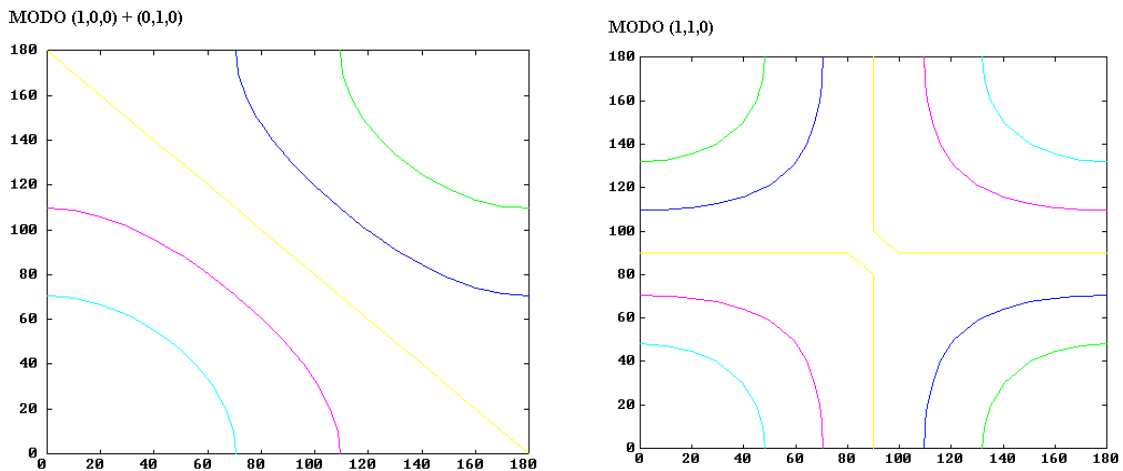


Fig. 8.9 Comparación entre el acústico formado por los modos propios $(1,0,0) + (0,1,0)$ y $(1,1,0)$.

En las [figuras 8.10](#) y [8.11](#) se expresa así mismo el campo acústico teórico en el recinto antes y después de la cancelación con control activo. La reducción teórica media es de 53 [dB].

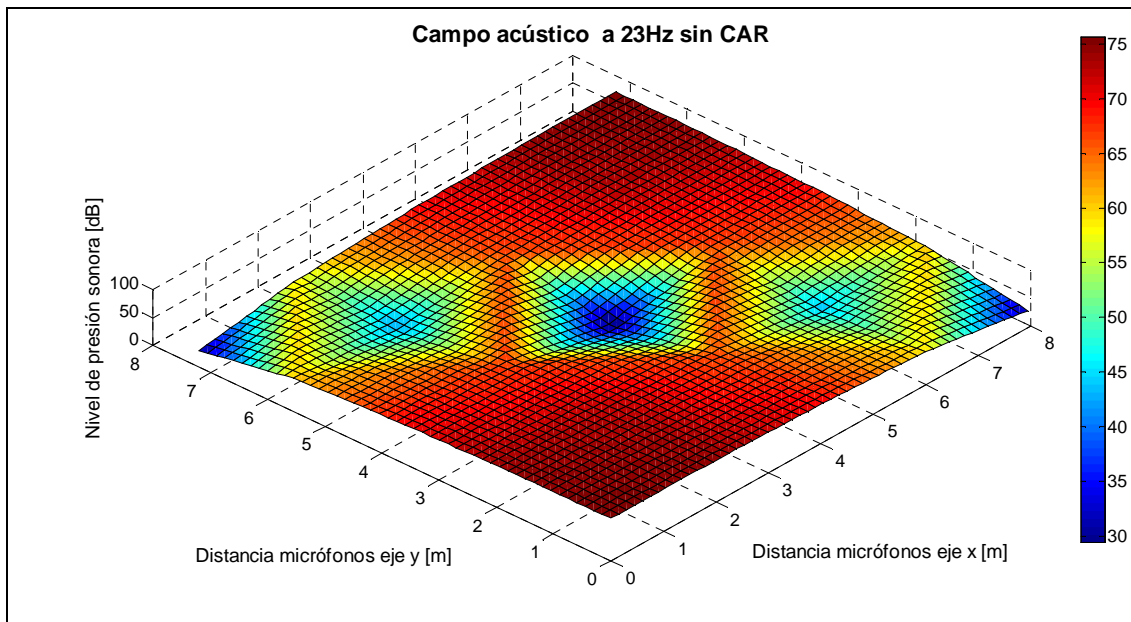


Fig. 8.10 Campo acústico a la frecuencia de 23 [Hz] en un recinto de $(8 \times 8 \times 3,25)$ [m] situando el altavoz primario en la posición $(0,0,0.5)$ [m].

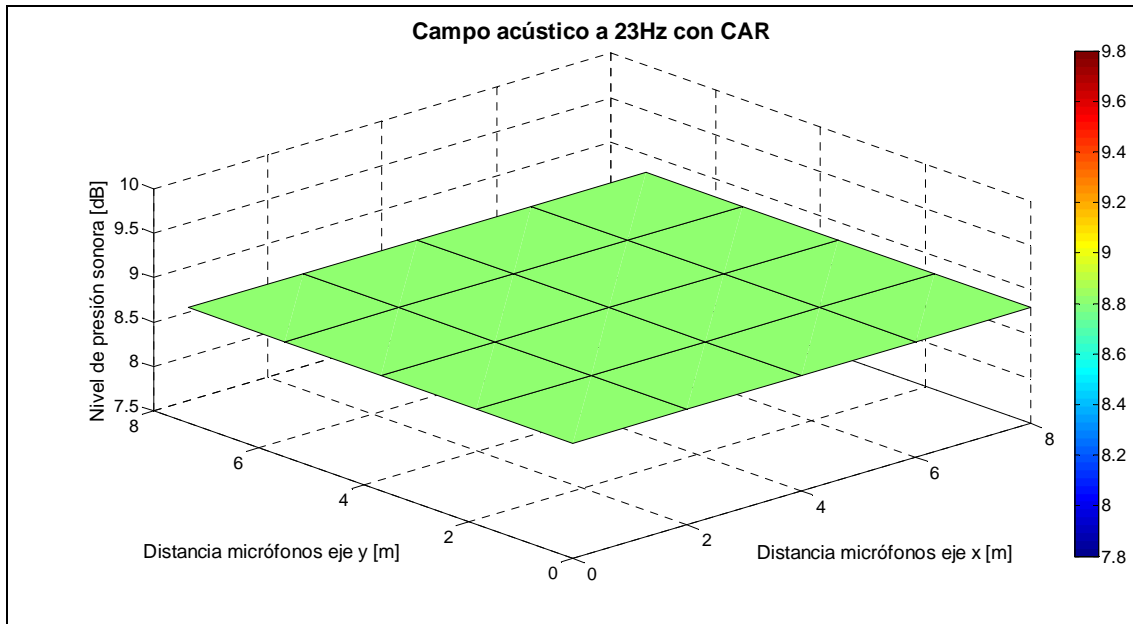


Fig. 8.11 Campo tras el control activo teórico, situando el altavoz secundario en la posición (8,8,0.5)[m] y con poder $q_s = q_p$. La reducción teórica es óptima suponiendo que $y_s \neq y_p$.

Aunque la reducción teórica es grande debemos tener en cuenta que el nivel de presión control sonora real será inferior y que las fuentes se consideran ideales por lo que la cancelación será menor.

Se han ensayado experimentalmente diferentes posiciones de la fuente primaria dentro del recinto y se han comparado dichos valores con los teóricos para comprobar la validez de la formulación utilizada. Piénsese que en el recinto existían diferentes objetos que podían modificar el campo acústico.

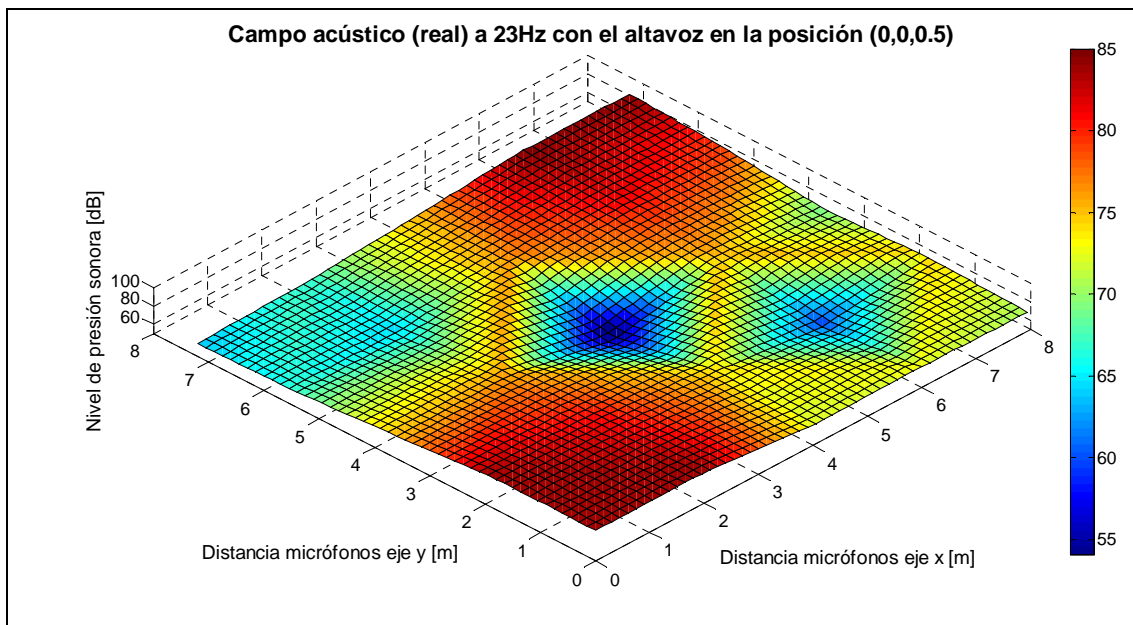


Fig. 8.12 Campo acústico real a 23 [Hz] con el altavoz primario en la posición (0,0,0.5).

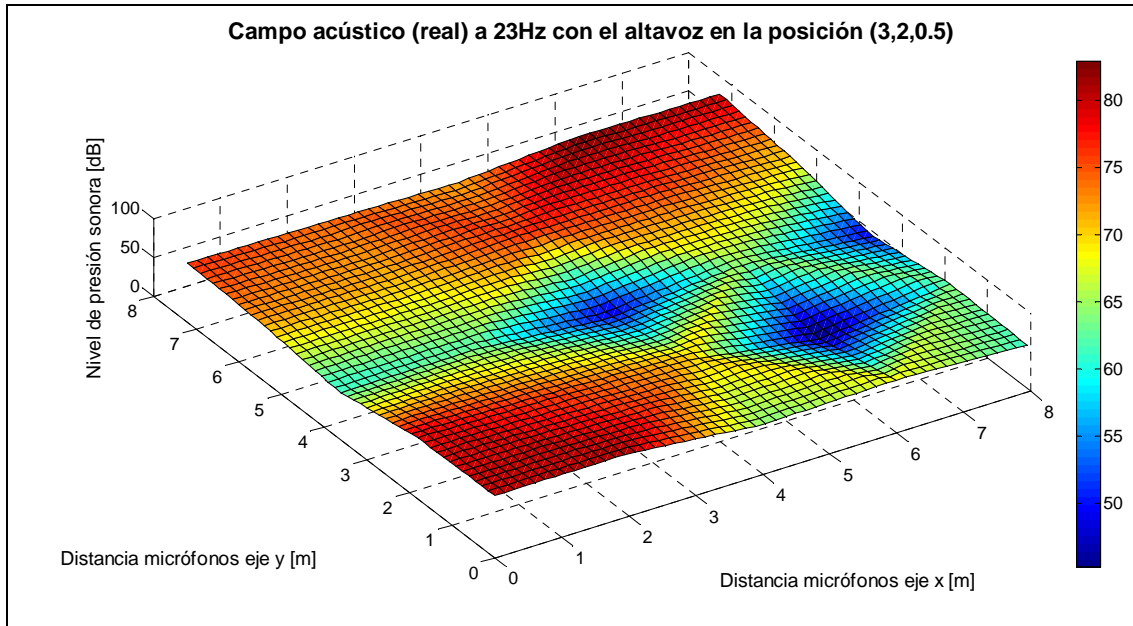


Fig. 8.13 Campo acústico real a 23 [Hz] con el altavoz primario en la posición (3,2,0.5).

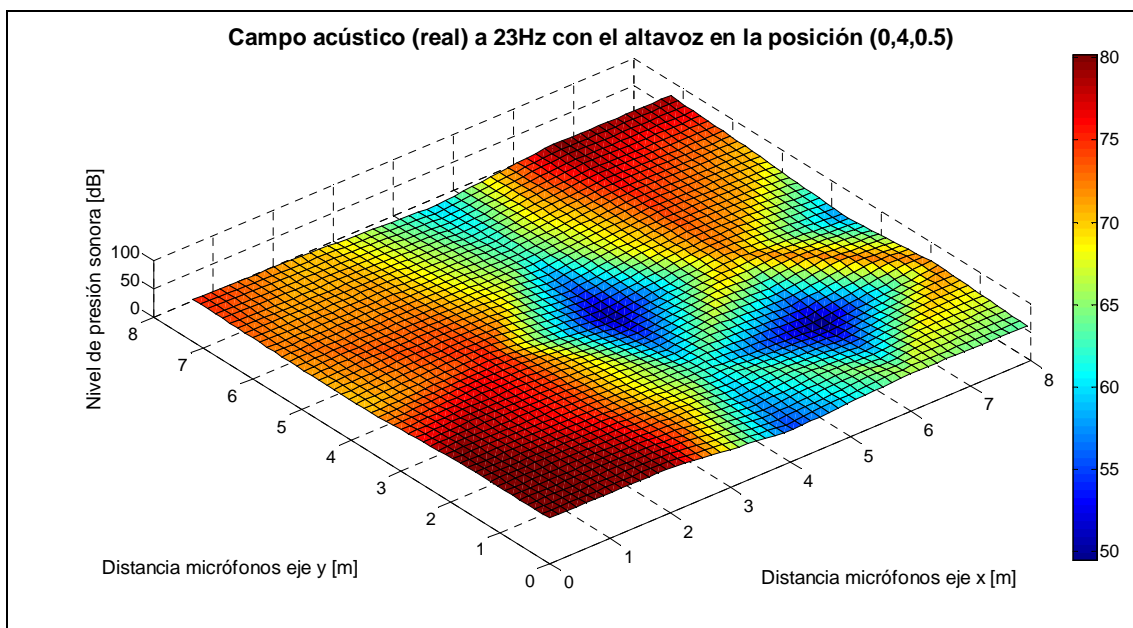


Fig. 8.14 Campo acústico real a 23 [Hz] con el altavoz primario en la posición (0,4,0.5).

En las gráficas se observa que el campo real se mantiene independientemente de la posición de la fuente, variando únicamente la amplitud y el signo del campo.

Tras las diferentes comprobaciones se ha confirmado la validez de la formulación a 23 [Hz] pudiendo extrapolar la validez a bajas frecuencias a las que existe baja densidad modal.

Al aplicar la [ecuación 8.2](#) debe vigilarse el signo final de la fuente secundaria, ya que depende del lugar donde se halle ubicada esta y la fuente primaria.

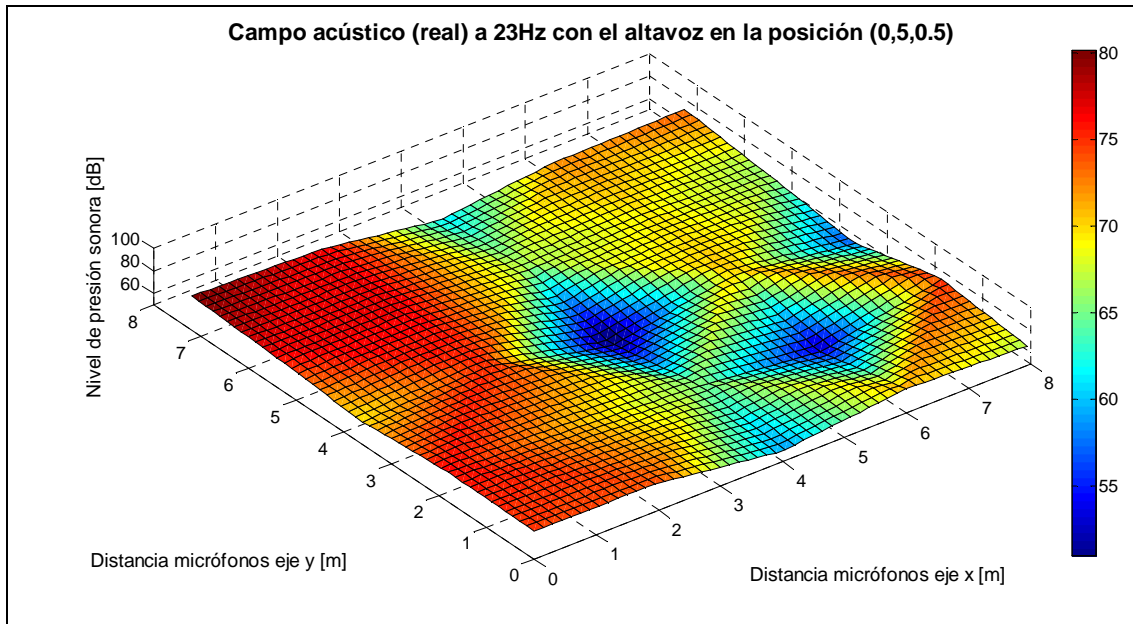


Fig. 8.15 Campo acústico real a 23 [Hz] con el altavoz primario en la posición (0,5,0.5).

Conforme las frecuencias aumentan, dicha validez será cuestionable, ya que por ejemplo a 192 [Hz] el campo depende de elementos situados en el interior del recinto.

Con encapsulamiento

Si se ensaya con el encapsulamiento a esta frecuencia de 23 [Hz] se puede simplificar el estudio teórico suponiendo que el encapsulamiento sólo emite en los extremos y que estos se comportan como fuentes puntuales. Se debe pensar que 23 [Hz] no es una frecuencia de resonancia en el encapsulamiento, por lo que emite más en una de las tapas que en la otra, concretamente en la más cercana a la pared del recinto.

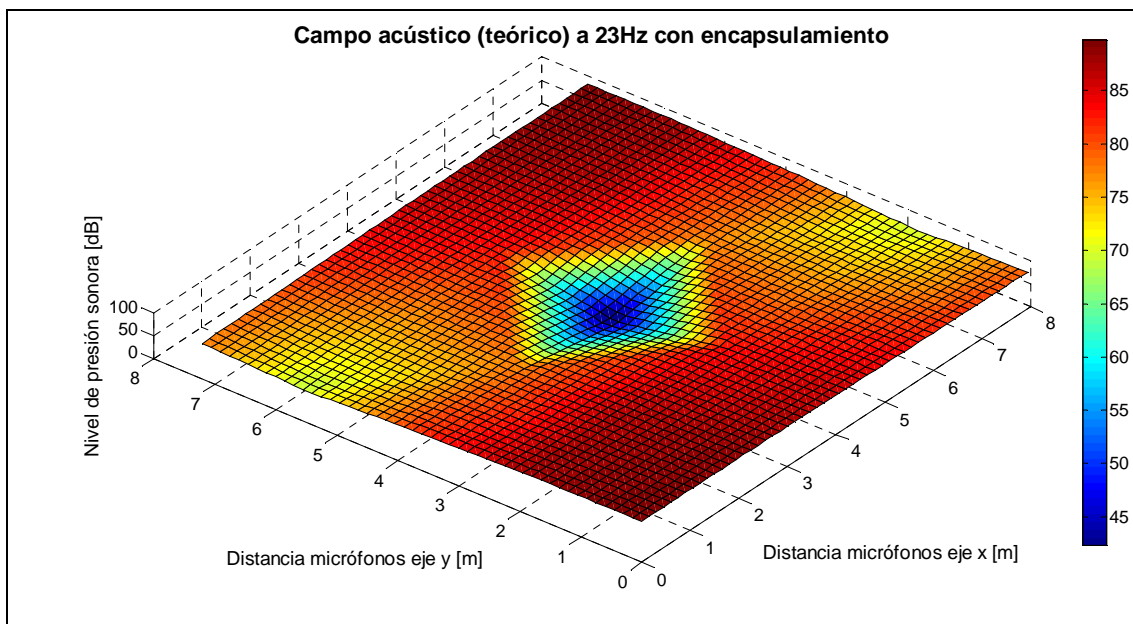


Fig. 8.16 Campo acústico a 23 Hz con una fuente encapsulada en un tubo de (0,32x0,32x3,55[m]) situado en un recinto de (8x8x3,25m) según la formulación teórica sin control activo.

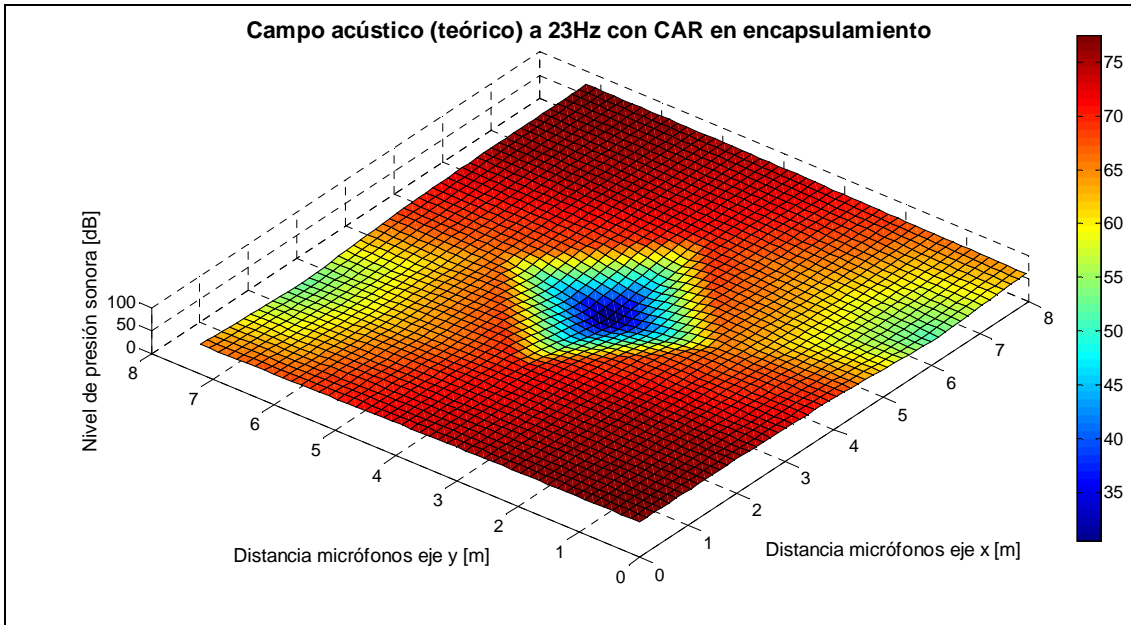


Fig. 8.17 Campo acústico a la frecuencia de 23 Hz con una fuente encapsulada en un tubo de (0,32x0,32x3,55[m]) situado en un recinto de (8x8x3,25m) según la formulación teórica con control activo.

A continuación se ha calculado teóricamente el control activo en el interior de un encapsulamiento de madera como el ya descrito en capítulos anteriores de dimensiones 0,32 [m] x 0,32 [m] x 3,55 [m] y espesor de 18 [mm]. Como se muestra en las [figuras 8.16](#) y [8.17](#), teóricamente, el control es global en todo el recinto y en este caso de igual magnitud.

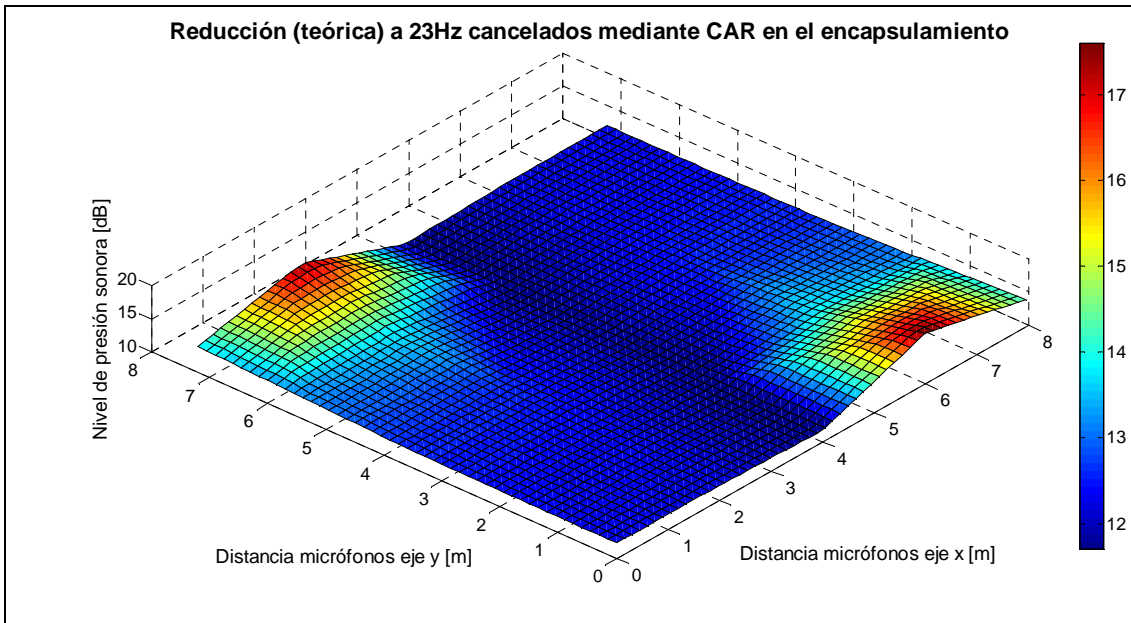


Fig. 8.18 Cancelación teórica a 23 [Hz] mediante el control activo con encapsulamiento.

Teóricamente, como se muestra en la [figura 8.18](#) se ha conseguido una reducción global media de 13 [dB], que se considera aceptable, ya que para que sea comprensible, el hecho de colocar dos máquinas que generen el mismo ruido a la misma amplitud hace aumentar el campo en 3 [dB] respecto al que produciría una sola de ellas. En el caso de una cancelación real, el rendimiento sería, lógicamente, algo inferior al calculado.

Frecuencia de emisión de 42 [Hz]

Se ha ensayado experimentalmente a la frecuencia de 42 [Hz], situando el altavoz en un extremo del recinto exterior, posición (0,0,0.5) [m] y posteriormente en el interior del encapsulamiento. El motivo de ensayar a dicha frecuencia es para comprobar si el campo real se asemeja al teórico, conociendo que 42 [Hz] es la frecuencia del tercer modo propio (2,0,0) y (0,2,0) del recinto.

Sin encapsulamiento

La presión acústica a esta frecuencia, suponiendo que los modos superiores son despreciables, es función de los campos $\Psi(0,0,0)$, $\Psi(1,0,0)$, $\Psi(0,1,0)$, $\Psi(1,1,0)$, $\Psi(2,0,0)$, $\Psi(0,2,0)$ por lo que la presión acústica teórica suponiendo que la fuente primaria está en el punto (0,0,0.5) [m] y que es función solamente de los modos dominantes, se expresa gráficamente en la [figura 8.14](#). Dicho gráfico se ha realizado mediante el programa Matlab.

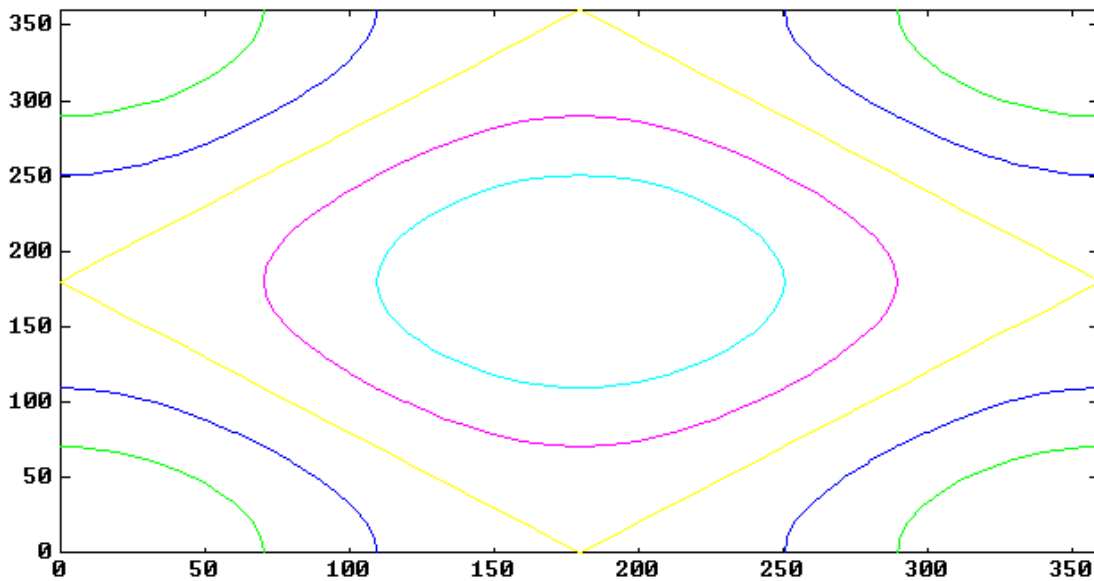


Fig. 8.19 Forma del campo acústico teórico formado por los modos propios (2, 0, 0) + (0, 2, 0). Las curvas amarillas representan las líneas nodales.

En las [figuras 8.20](#) y [8.21](#) se expresa el campo acústico obtenido mediante la formulación teórica y de forma experimental, situando la fuente acústica en la posición (0,0,0.5) [m]. Se observa bastante similitud entre los dos campos aunque en algunos puntos difieren los valores obtenidos.

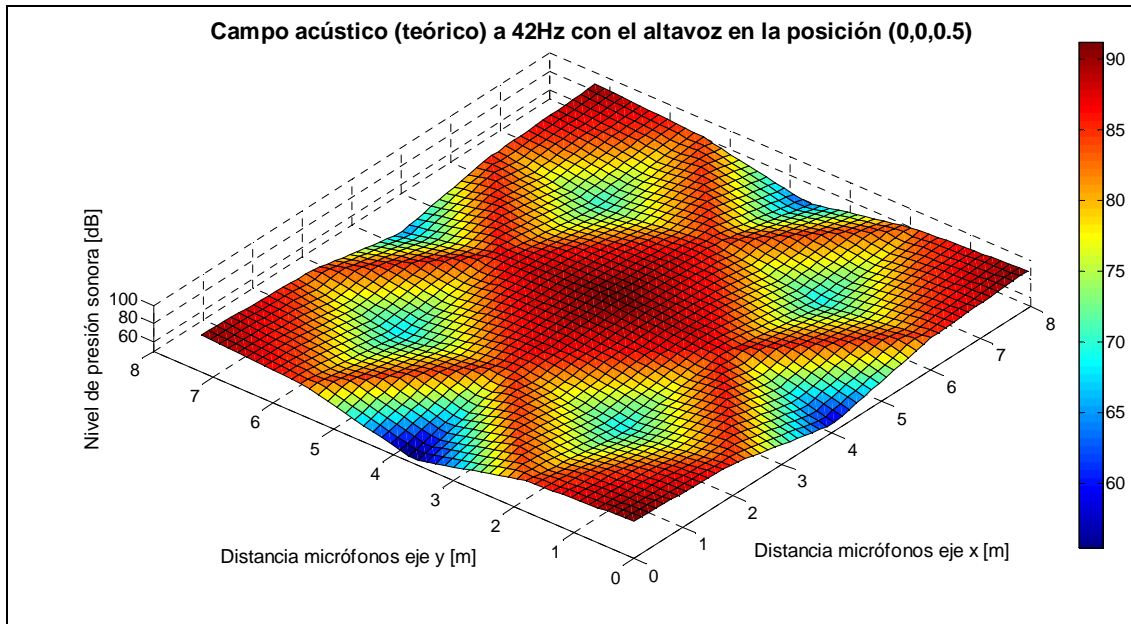


Fig. 8.20 Campo acústico teórico a la frecuencia de 42 [Hz] situando el altavoz en la posición (0,0,0.5)[m] en un recinto de (8x8x3.25)[m].

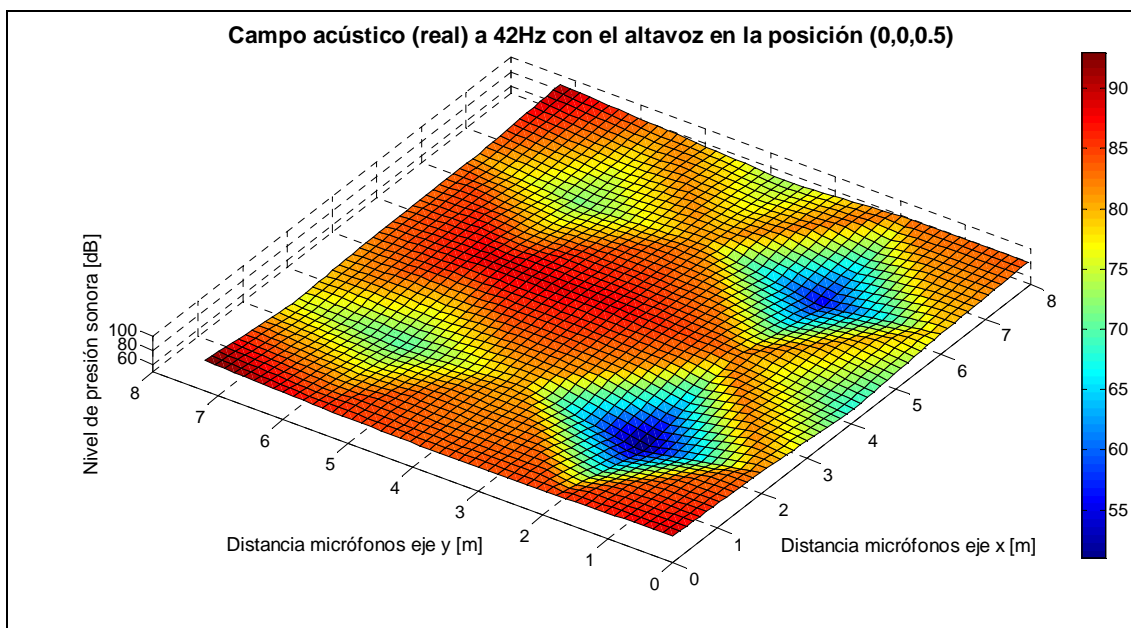


Fig. 8.21 Campo acústico experimental a la frecuencia de 42 [Hz] situando el altavoz en la posición (0,0,0.5)[m] en un recinto de (8x8x3.25)[m].

Al realizar el control activo teórico, [figura 8.22](#), situando la fuente primaria en el punto (0,0,0.5) [m] y la fuente secundaria en el punto (8,8,0.5) [m], correspondiente a la situación óptima, se obtiene una reducción teórica media de 23,4 [dB].

Esta reducción teórica, [figura 8.23](#), es menor que a 23 [Hz] ya que el número de residuos generados por los modos diferentes a los expresamente eliminados (2,0,0) [m] y (0,2,0) [m] son mayores. Así se entiende que a frecuencias mayores, el número de modos aumentan y por lo tanto la cancelación sea menor. Además, en ocasiones, pueden intervenir también los modos superiores y generar también residuos [13].

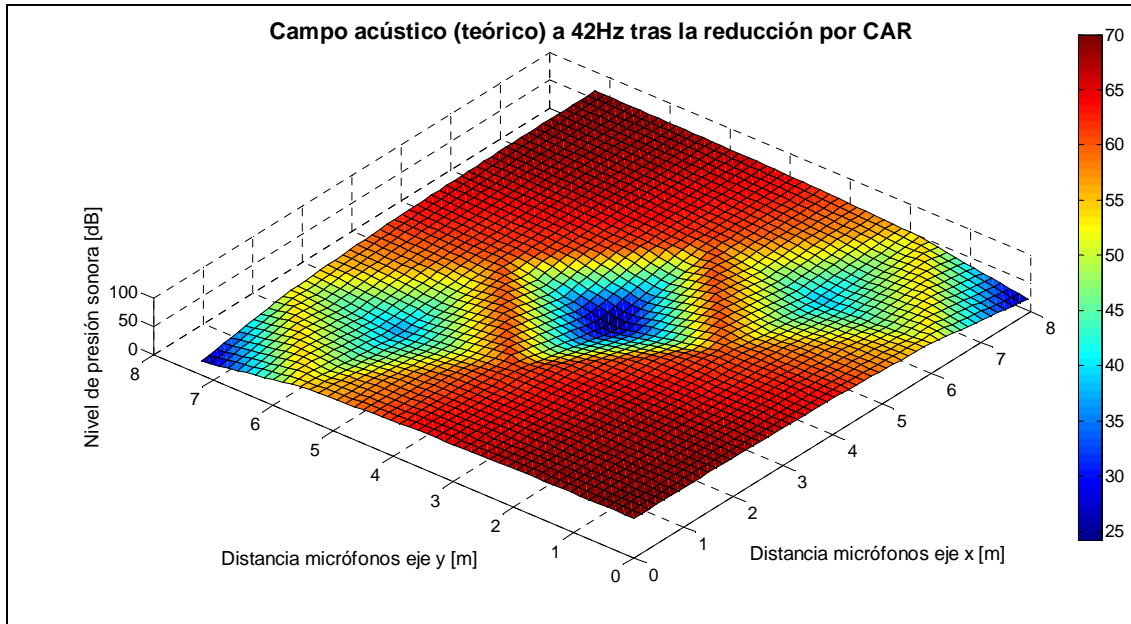


Fig. 8.22 Campo acústico a 42Hz teórico tras la cancelación.

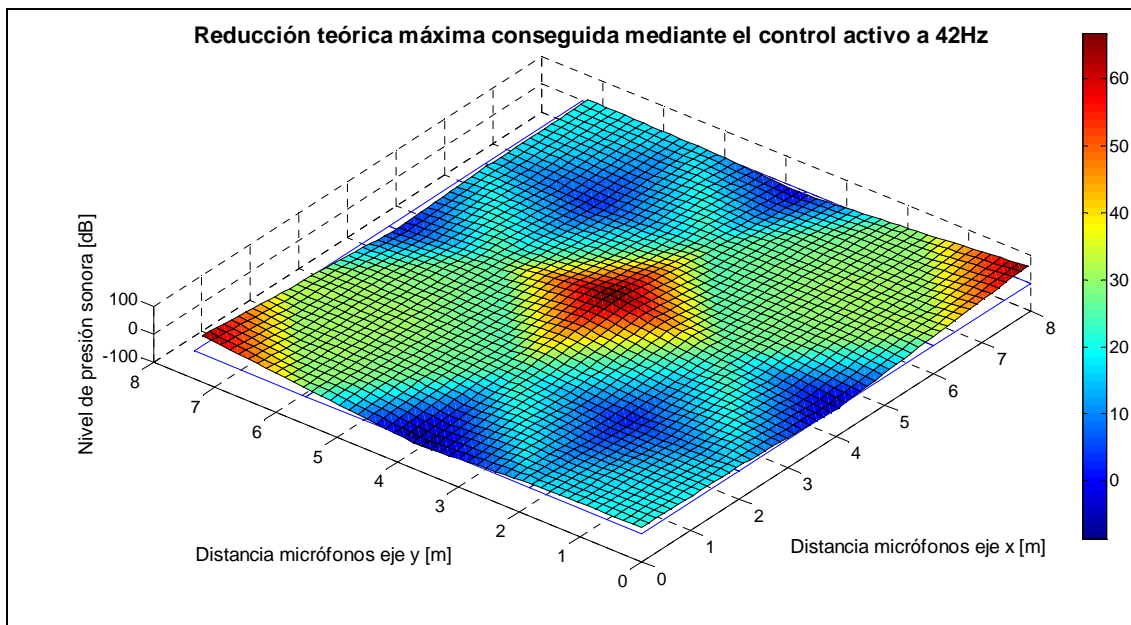


Fig. 8.23 Reducción teórica con control activo a 42Hz. La cancelación es máxima para $y_s \neq y_p$. Para realizar los cálculos se ha situado el altavoz primario en la posición (0,0,0.5[m]) y el secundario en (8,8,0.5[m]).

Con encapsulamiento

Para conocer la reducción del nivel de ruido mediante CAR situando el altavoz en un encapsulamiento a esta frecuencia, 42 [Hz], se puede simplificar el estudio teórico suponiendo que el encapsulamiento sólo emite en los extremos y que éstos se comportan como fuentes puntuales.

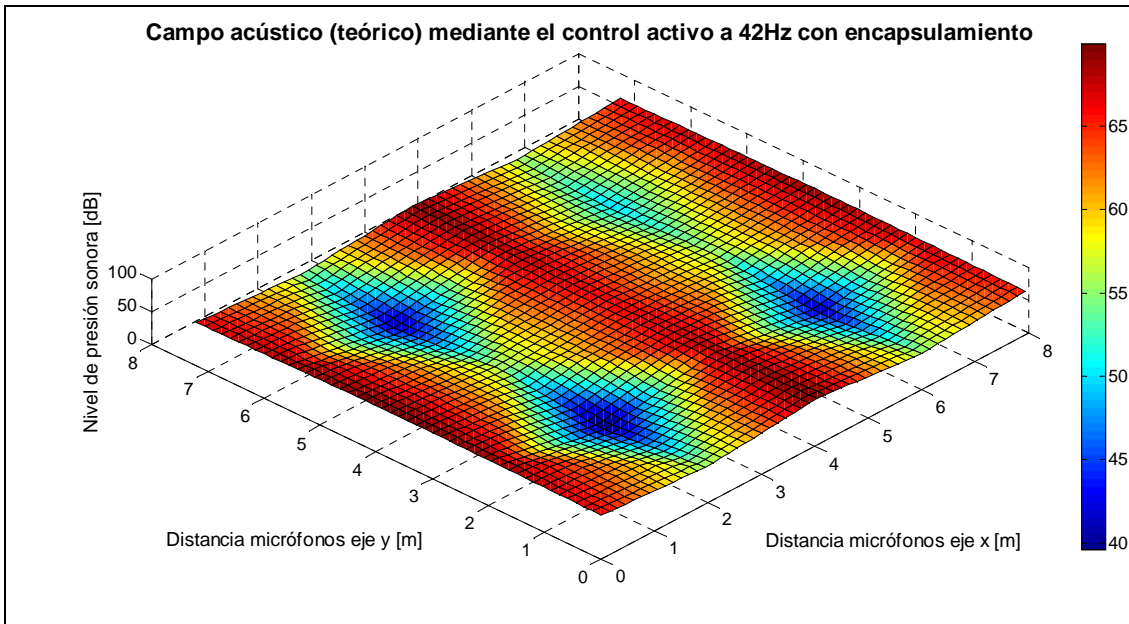


Fig. 8.24 Campo acústico a 42Hz teórico tras la cancelación utilizando el encapsulamiento.

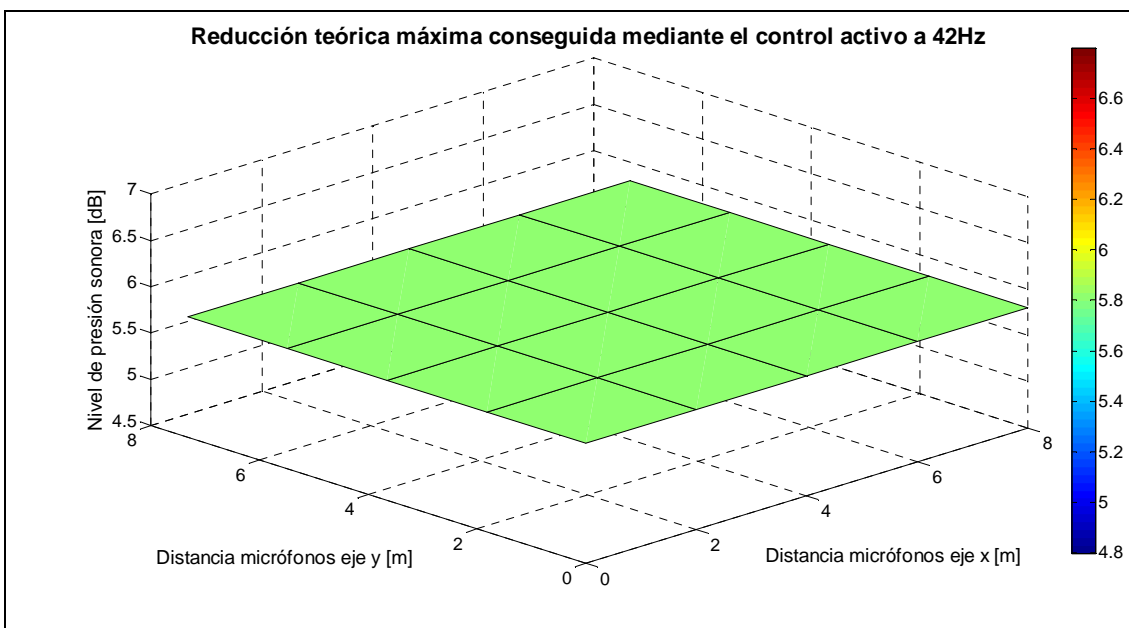


Fig. 8.25 Reducción teórica máxima conseguida utilizando el encapsulamiento.

Para conocer teóricamente el descenso del nivel de presión sonora se ha realizado un estudio que combina la parte experimental y teórica.

Se ha medido, con la ayuda de una sonda de intensidad, la diferencia de niveles de potencia sonora existente antes y después de la cancelación. Sin el control activo la potencia acústica es de 31 [dBA] y tras la realización del control activo se obtiene aproximadamente una potencia de 22 [dBA], en ambos extremos.

Si se convierte dicha potencia en el poder de la fuente puntual en el centro de las caras de los extremos del encapsulamiento, se obtiene el campo teórico y la reducción teórica debida al control.

Dicha reducción teórica es aproximadamente de 5,8 [dB] en todos los puntos del recinto y el campo acústico y la distribución de la reducción se muestran en la [figura 8.24](#) y [8.25](#) respectivamente. El nivel de presión sonora medio del campo acústico tras el control activo, es superior en la fuente no encapsulada.

Se deduce que si en un recinto ya existe baja densidad modal, no tiene sentido encapsular la fuente.

8.2.4 Control activo global en un campo a alta densidad modal

8.2.4.1 Introducción teórica a la metodología de cancelación en un recinto a alta densidad modal

Como ya se ha comentado anteriormente, el control global a alta densidad modal no es posible debido a que el campo acústico está formado por la superposición de diferentes modos que sólo es posible reproducir si la fuente secundaria está muy cerca de la fuente primaria, exactamente a una distancia inferior a la longitud de onda de la frecuencia emitida ($|y_p - y_s| < \lambda$) y siempre cuidando de que no se exciten otros modos.

El punto óptimo sería el caso en que $y_s = y_p$ donde se puede aplicar la [ecuación 8.2](#) utilizada para baja densidad modal y que cancelaría todos los modos, pero en la mayoría de los casos es físicamente imposible, ya sea porque la fuente no es puntual o por la dificultad de colocación de un altavoz en dicho punto. Por otro lado fuera de ese punto se suelen excitar otros modos, sobre todo si la densidad modal es muy alta.

Por ello la técnica que se utiliza normalmente para reducir el ruido es la de la minimización de la energía potencial acústica.

El poder de la fuente secundaria para minimizar la energía potencial del recinto se estima a partir del promedio temporal de la energía potencial del recinto [\[82\]](#).

Se parte del promedio temporal de energía potencial acústica:

$$E_p = \frac{1}{4} \frac{1}{\rho_0 c^2} \int_V |p(x)|^2 dV \quad (8.4)$$

Se debe tener en cuenta que se han supuesto las fuentes puntuales como monopolos y cuya distancia entre ellas es $r_{ps} = |y_p - y_s|$.

Así mismo se debe suponer que el recinto es mayor a la distancia r_{ps} , hipótesis que se cumple sobradamente en el tipo de recinto que se estudia.

Se sustituye la presión dada en la [ecuación 6.57](#) en la [ecuación 8.4](#) resultando:

$$E_p = \frac{1}{4\rho_0 c^2} \int_V \left(\sum_{n=0}^{\infty} a_n \psi_n(x) \right) * \left(\sum_{m=0}^{\infty} a_m \psi_m(x) \right) dV \quad (8.5)$$

De la evaluación de las series de expansión y el uso de las propiedades de la ortogonalidad modal que nos indican que

$$\int_V \psi_n(x)\psi_m(x)dV = 0, \quad n \neq m$$

$$\int_V \psi_n(x)\psi_m(x)dV = V, \quad n = m$$

Se obtiene:

$$E_p = \frac{V}{4\rho_0 c^2} \sum_{n=0}^{\infty} \left| \frac{\omega \rho_0 c_0^2}{V [2\xi_n \omega_n \omega + j(\omega^2 - \omega_n^2)]} [q_p \psi_n(y_p) + q_s \psi_n(y_s)] \right|^2 \quad (8.6)$$

Como la energía potencial se puede evaluar como la suma de los cuadrados de las amplitudes de sus modos, se puede transformar esta ecuación en:

$$E_p = \frac{V}{4\rho_0 c^2} \sum_{n=0}^{\infty} |a_{pn} + B_n q_s|^2 \quad (8.7)$$

Donde:

$$a_{pn} = \frac{\omega \rho_0 c_0^2 \psi_n(y_p)}{V [2\xi_n \omega_n \omega + j(\omega^2 - \omega_n^2)]} q_p \quad \text{y} \quad B_n = \frac{\omega \rho_0 c_0^2 \psi_n(y_s)}{V [2\xi_n \omega_n \omega + j(\omega^2 - \omega_n^2)]}$$

Según las referencias [54] puede deducirse, a partir de la minimización de la energía potencial, el óptimo valor para la fuente secundaria dado por:

$$q_s = - \frac{\sum_{n=0}^{\infty} B_n^* a_{pn}}{\sum_{n=0}^{\infty} |B_n|^2} = - \frac{\sum_{n=0}^{\infty} \left| \frac{\omega}{2\xi_n \omega_n \omega + j(\omega^2 - \omega_n^2)} \right|^2 \psi_n(y_p) \psi_n(y_s)}{\sum_{n=0}^{\infty} \left| \frac{\omega}{2\xi_n \omega_n \omega + j(\omega^2 - \omega_n^2)} \right|^2 \psi_n^2(y_s)} q_p \quad (8.8)$$

Simplificando la ecuación y asumiendo que $\zeta, \ll 1$, se aproxima la solución a la ecuación:

$$q_s = - \frac{\text{sen } kr_{ps}}{kr_{ps}} q_p \quad (8.9)$$

El signo de la ecuación depende de la colocación en el campo de las fuentes primaria y secundaria.

Como a alta densidad modal se supone que se está por encima de la frecuencia de Schroeder, dada en la ecuación 3.17, la reducción global mediante este sistema sólo será

posible cuando la fuente secundaria esté situada a menos de $\lambda/2$ de la fuente primaria aproximadamente [37].

Se deben tener en cuenta todas las simplificaciones que se han realizado. Una de ellas es que la fuente de ruido es monopolar y que la fuente secundaria es del mismo tipo que la primaria y que $\zeta, \ll 1$. En la realidad esto no suele ocurrir por lo que se opta por controles locales si la densidad modal es muy elevada.

8.2.4.2 Ejemplos de cancelación global en un recinto con alta densidad modal

Frecuencia de emisión de 80 [Hz]

Se supone que el altavoz está situado en un extremo del recinto exterior, en la posición (0,0,0.5) [m], a la frecuencia modal de 80 [Hz]. Los modos que pueden excitarse a esta frecuencia, despreciando los modos superiores, son (0,0,0), (1,0,0), (0,1,0), (1,1,0), (2,0,0), (0,2,0), (2,1,0), (1,2,0), (0,0,1), (2,2,0), (1,0,1), (0,1,1), (1,1,1), (3,0,0), (0,3,0), (3,1,0), (1,3,0), (2,0,1), (0,2,1), (2,1,1), (1,2,1), (3,2,0), (2,3,0) y (2,2,1).

Se puede comprobar que la densidad modal es alta calculando la frecuencia de Schroeder, a partir de la ecuación 3.17, con un tiempo de reverberación hallado experimentalmente de $T_{60} = 1.2$ [s]. La frecuencia crítica se aproxima a 53 [Hz].

Se calcula el campo teórico a partir de la aplicación de la ecuación 8.1 para la frecuencia de emisión y situando la fuente en el punto (0,0,0.5) [m].

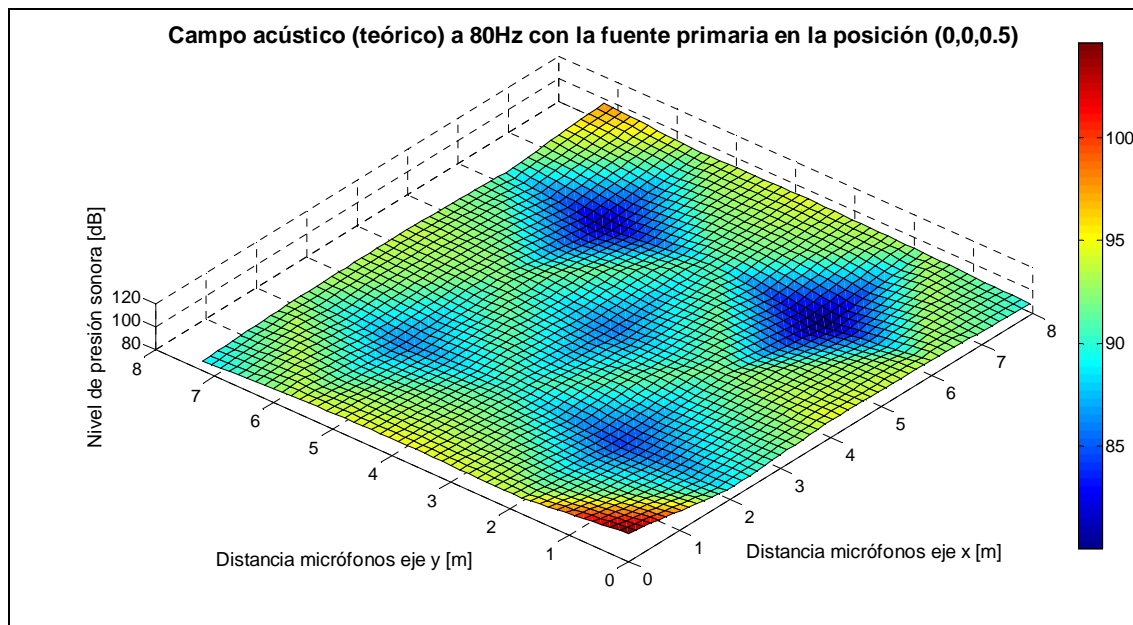


Fig. 8.26 Campo acústico teórico a 80Hz teórico para la posición de la fuente primaria (0,0,0.5) [m].

Aunque para esta frecuencia y para el recinto de estudio existe alta densidad modal, se observa en la gráfica que el campo no aparece demasiado difuso y podría ser el modo (2,2,1) muy predominante, por lo que se procede a comparar las dos técnicas propuestas para cancelar el campo mediante control activo que son:

Método a: Eliminar el modo predominante
 Método b: Minimizar la energía potencial total.

Método a: Eliminar el modo de vibración predominante

Como se ha visto anteriormente consiste en eliminar el pico correspondiente a la frecuencia de emisión aplicando el valor de q_s descrito en la ecuación 8.3 y donde no se cancela parte de los residuos.

En este caso es importante situar el altavoz secundario cerca de la fuente primaria. Se calcula el campo acústico y su cancelación y se expone la reducción teórica obtenida por control activo para una emisión media de 91 [dB] en función de la distancia entre las dos fuentes.

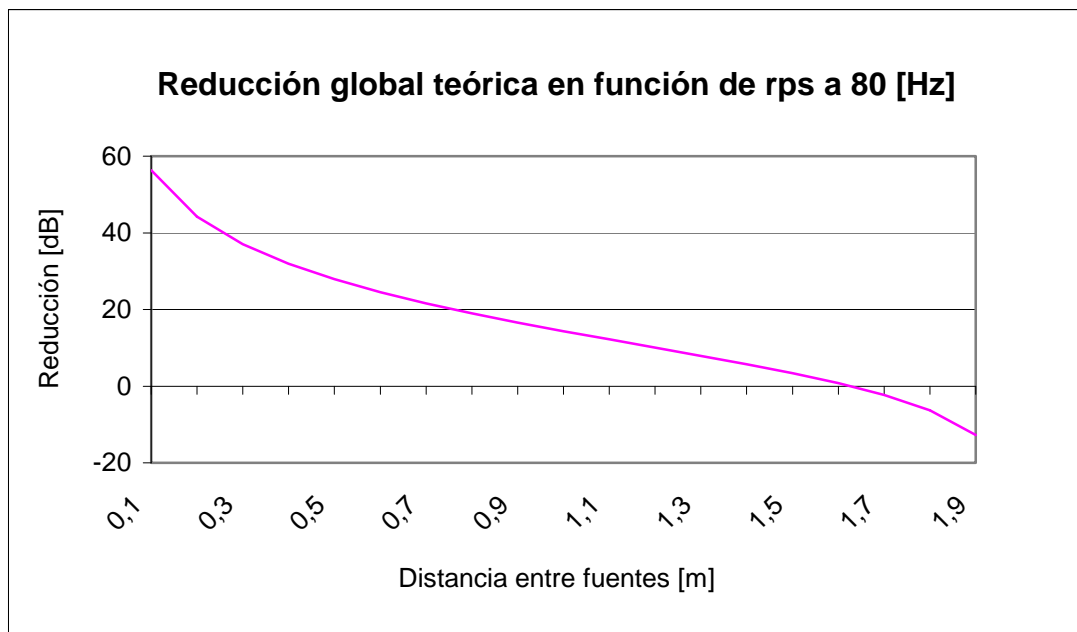


Fig. 8.27 Reducción del NPS global teórica mediante, el método a, en función de la distancia entre las fuentes r_{ps} , manteniendo la coordenada del eje y fija y variando x, para la frecuencia de 80 [Hz].

Se observa en la figura 8.27, que la reducción es muy alta cerca de la fuente, la cancelación total se produce situando la fuente secundaria en el mismo punto donde está la fuente de ruido. Por otro lado, la reducción se produce por debajo de la distancia de 1,6 [m], es decir, 0,5 [m] por debajo de la distancia de $\lambda/2$ que es aproximadamente de 2.1 [m]. A distancias mayores puede producirse también cancelación global en algún punto, por ejemplo en este caso si se situase la fuente secundaria en el extremo opuesto del recinto se produciría una reducción media de 8,2 [dB].

Se deduce también del estudio teórico, que la posición de la fuente secundaria puede alterar levemente la reducción conseguida. Como se puede ver en la figura 8.28 el hecho de modificar la situación la fuente secundaria en el recinto, puede llegar a reducir o aumentar el nivel medio del campo acústico, sin variar la distancia entre las fuentes. Este hecho se debe a que el poder de la fuente varía con su posición en el campo y

dependiendo de su posición puede generar valores que anulen o reduzcan modos diferentes a los de la frecuencia de emisión.

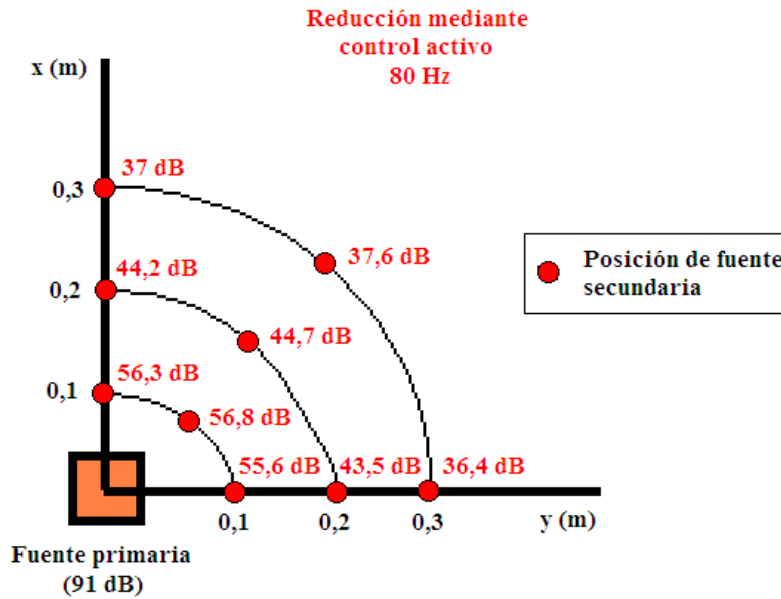


Fig. 8.28 Niveles de reducción global teórica conseguidos en función de la situación de la fuente secundaria a 80 [Hz], situando la fuente primaria en un extremo.

Una posición singular se basa en situar el altavoz secundario sobre el primario a una distancia de 0,1[m], donde sobre el plano , $z = 0,5$ [m] , se consigue una reducción de unos 56 [dB]. En la posición del secundario, de $z = 0,6$ [m] , la reducción es de 26 [dB], mucho menor.

En las figuras 8.29 y 8.30 se muestran las reducciones conseguidas a varias distancias entre las fuentes. Al irse acercando a la fuente, la reducción además de ser mayor, es más uniforme en todo el campo.

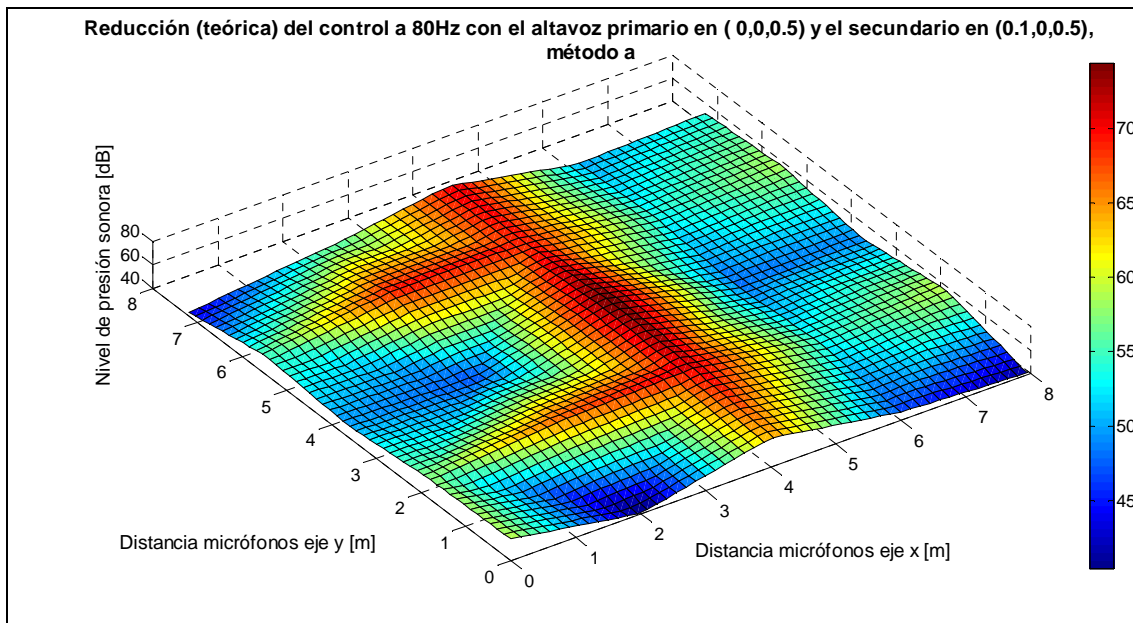


Fig. 8.29 Reducción del campo acústico para $r_{ps} = 0.1$ [m].

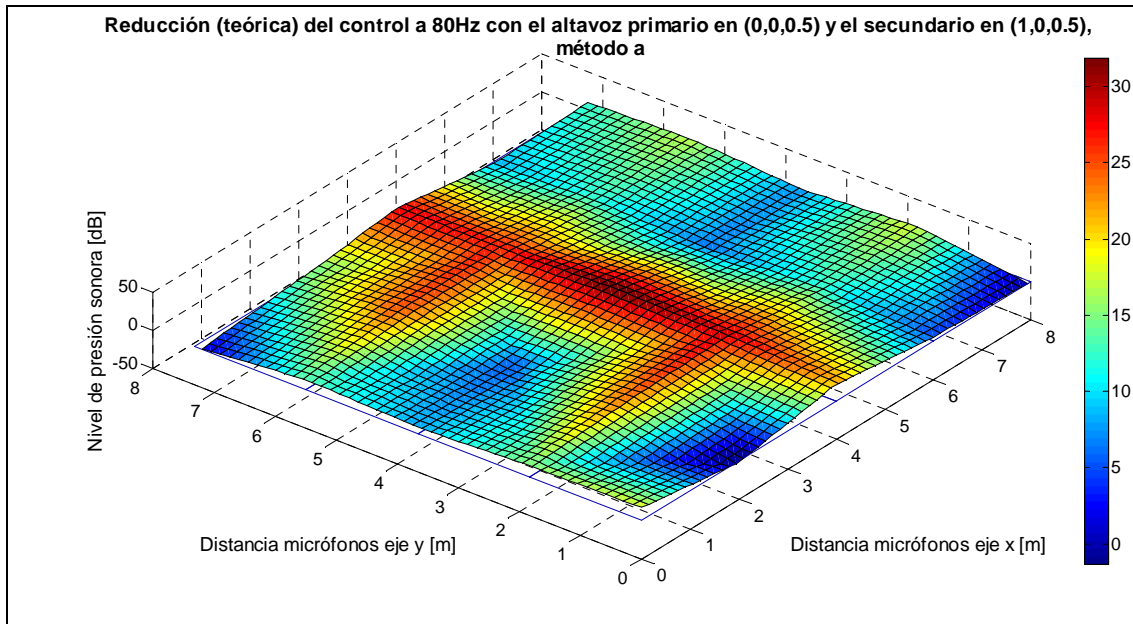


Fig. 8.30 Reducción del campo acústico para $r_{ps} = 1$ [m].

Método b: Minimizar la energía potencial total

Aunque se ha determinado que debido a que la frecuencia de 80 [Hz] es preponderante, es posible la cancelación global reduciendo sólo dicho pico, se va a probar este otro tipo de control para comparar su rendimiento respecto al anterior.

Para estudiar la cancelación que se alcanza con este tipo de control en función de la situación de la fuente secundaria, se describe la reducción del campo. Para ello se traslada la fuente secundaria en el eje x , manteniendo la misma coordenada y que la fuente primaria, indicando la reducción media conseguida hasta que esta sea nula.

El valor de q_s se calcula a partir de la [ecuación 8.9](#).

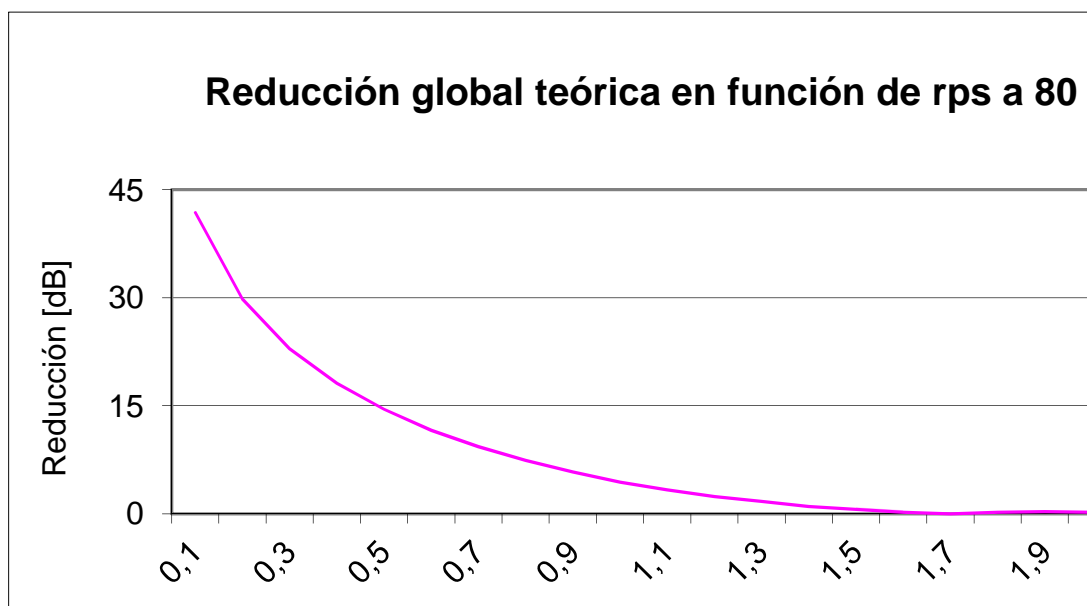


Fig. 8.31 Reducción de NPS global teórica, mediante el método b, en función de la distancia entre las fuentes r_{ps} para la frecuencia de 80 [Hz].

Se observa una reducción global significativa, aunque menor que en el caso anterior. Al alejarse la fuente secundaria se reduce la cancelación hasta $\lambda/2$ donde es prácticamente nula. En este caso, respecto al anterior, no importa dónde esté situada la fuente secundaria mientras la distancia sea r_{ps} . La reducción es igual a una misma distancia, ya que el valor de poder de la fuente secundaria no depende de su posición en el campo. Las reducciones obtenidas teóricamente son todas globales.

De este primer estudio se deduce que a alta densidad modal, si el campo no es totalmente difuso, todavía puede aplicarse la ecuación 8.3. Para trabajar con un campo totalmente difuso se ha estudiado la frecuencia de 192 [Hz].

Frecuencia de emisión de 192 [Hz].

Se supone que el altavoz está situado en un extremo del recinto exterior, posición (0,0,0.5) [m], a la frecuencia modal de 192 [Hz]. Existen 217 modos inferiores que pueden excitarse siendo los dominantes a 192 [Hz], (8,4,0), (4,8,0), (7,5,1), (5,7,1), (5,1,3), (1,5,3). En el cálculo, mediante hoja de cálculo, se han tenido también en cuenta además de todos los modos inferiores otros 27 modos superiores.

La densidad modal es muy grande como se observa de la gráfica de la figura 9.23. Por lo que la aportación de los modos propios no dominantes es importante.

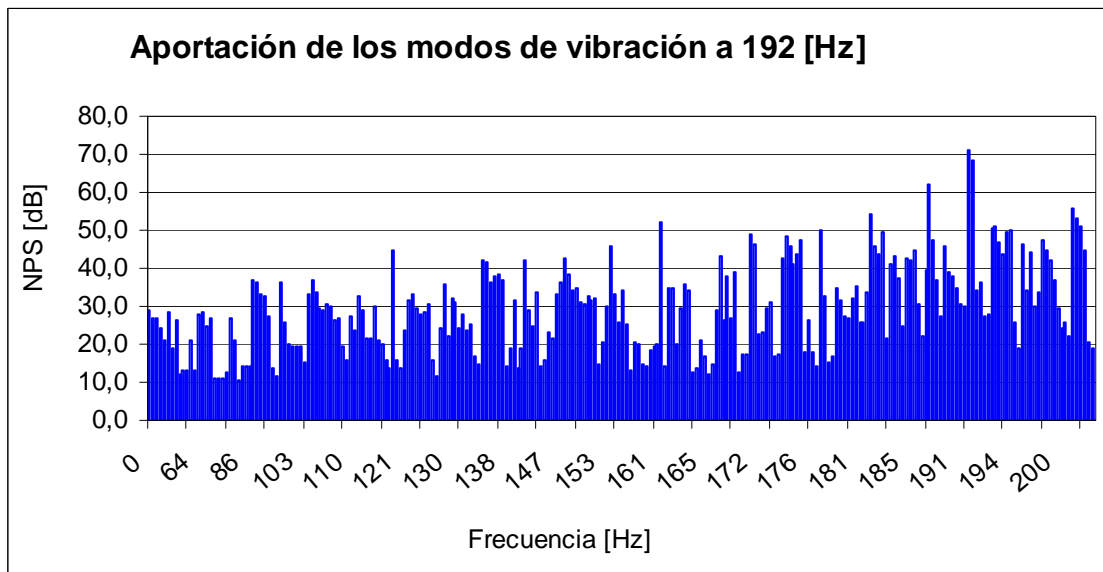


Fig. 8.32 Aportación teórica media de los modos de vibración en el recinto para cada frecuencia a 192 [Hz] situando la fuente primaria en el extremo (0,0,0.5) [m].

Método a: Eliminar el modo de vibración correspondiente a la frecuencia de emisión

Como se ha estudiado anteriormente el método consiste en eliminar el pico correspondiente a la frecuencia de emisión aplicando el valor de q_s descrito en la ecuación 8.3 y con esta estrategia sólo es posible cancelar parte del resto de los residuos

por posición. Se debe situar la fuente secundaria muy cerca de la primaria, por cálculos no menos de 30 [cm].

Mientras que a 10 [cm] la reducción es de 31,3 [dB], a 20 [cm] es de 18,2 [dB] y a 30 [cm] es de 8,8 [dB]. Además, a más de 30 [cm] la cancelación es nula llegando incluso a incrementarse el nivel de ruido.

Método b: Minimización de la energía potencial

Se ha estudiado la cancelación que se alcanza con este tipo de control en función de la situación de la fuente secundaria y se ha descrito la reducción del campo. Se sitúa la fuente secundaria en el eje **x**, manteniendo la misma coordenada **y** que la fuente primaria. Se ha indicado la reducción media conseguida hasta que esta es nula.

El valor de q_s se calcula a partir de la [ecuación 8.9](#).

Se observa en la [figura 8.33](#) que el rendimiento del control disminuye con el aumento de la densidad modal. En este caso para una reducción aceptable la fuente no puede estar a una distancia superior a 40 [cm].

Mientras que a 10 [cm] la reducción es de 25 [dB], a 20 [cm] es de 12,5 [dB] y a 30 [cm] es de 7 [dB].

Aunque con ambos métodos, teóricamente, la reducción es buena, el rendimiento puede ser inferior por considerar unas hipótesis demasiado modélicas y se depende de la proximidad de la fuente secundaria a la primaria y que sean del mismo tipo.

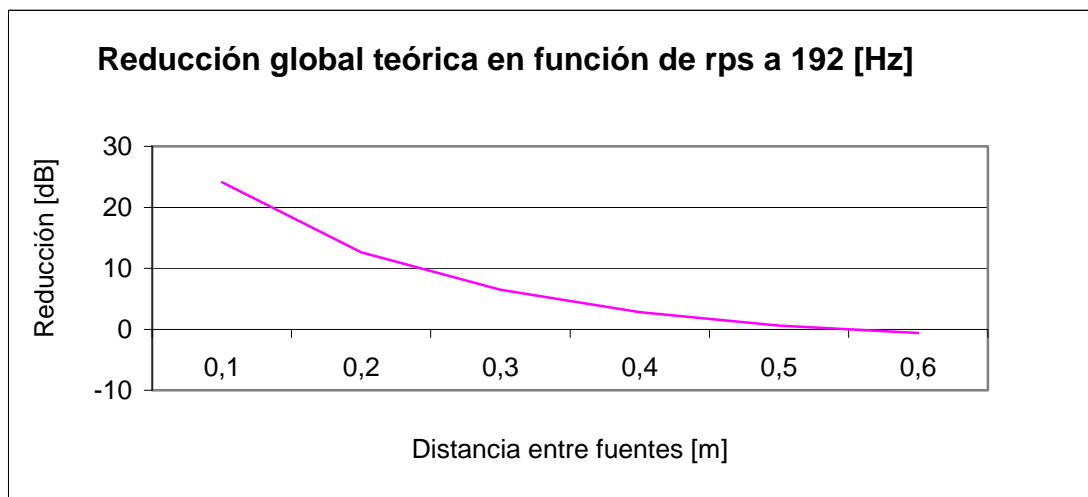


Fig. 8.33 Reducción teórica media en el recinto en función de la distancia entre las fuentes a 192 [Hz].

Frecuencia de emisión de 384 [Hz]

A esta frecuencia, utilizando el **método a**, se consigue una reducción de 20 [dB] a 10 [cm] de la fuente y de 5 [dB] a 20 [cm]. Por el **método b**, la reducción a 10 [cm] sería algo menor, 17 [dB], pero a 20 [cm] sería de 6,5 [dB] y a 30 [cm] todavía se reduciría 2 [dB]. Es evidente que conforme aumenta la frecuencia la fuente secundaria debe estar más cercana a la fuente de ruido y la cancelación global conseguida es menor.

8.2.4.3 Conclusiones del estudio

Como se observa, para conseguir una cancelación global en recintos, es necesario situar el altavoz secundario cerca de la fuente de ruido. Dicha distancia es menor conforme se aumenta la frecuencia de emisión de la fuente y por tanto su densidad modal. Además al aumentar la densidad modal el rendimiento del control es peor.

En el estudio se parte de la base de que las fuentes son monopulares y del mismo tipo. Al trabajar con maquinaria estas hipótesis no se cumplen, por lo que la disminución global es muy pobre o inexistente y a veces situar los altavoces tan cerca de la máquina puede dificultar su funcionamiento. Por esta razón se trabaja en estos casos con sistemas locales.

La propuesta de esta tesis es la de encapsular la fuente para reducir la densidad modal, ya que como se observa el rendimiento del control es mayor cuanto menor sea dicha densidad modal y dicho sistema permite situar el altavoz secundario lejos de la fuente de ruido.

Además al encapsular la fuente en resonancia y en condiciones de onda plana, no importa que la fuente sea ideal, ya que se comporta idealmente en el interior de este.

Por otra parte, cancelando por control activo mediante encapsulamiento activo de la fuente se necesitan sistemas de control más simples (SISO).

9. CANCELACIÓN DEL RUIDO DE UN MOTOR POR CONTROL ACTIVO MEDIANTE LA TÉCNICA DEL ENCAPSULAMIENTO ACTIVO

9.1 Procedimiento utilizado en el estudio

En este capítulo se muestran los resultados experimentales de la cancelación del ruido producido por un motor mediante control activo situándose para ello en un encapsulamiento activo para reducir su densidad modal y así conseguir su cancelación global en el recinto de manera más sencilla y eficaz.

Los pasos que se seguirán para explicar dicho procedimiento son los siguientes:

- Descripción de la metodología y equipos utilizados en la experiencia.
- Estudio y descripción del ruido producido por el motor.
- Estudio experimental del ruido del motor en el interior del encapsulamiento y su control.
- Estudio experimental del campo y del control activo a las frecuencias fundamentales del motor en el recinto exterior.
- Análisis y conclusiones del estudio del control activo del motor.

9.2 Metodología y equipos utilizados en la experiencia

9.2.1 Metodología

La experimentación se ha realizado en el recinto y con el encapsulamiento descritos en el [apartado 8.2.1](#), utilizando la monitorización por micrófonos mostrada.

En los diferentes ensayos se ha procedido a evaluar tanto el campo en el interior del encapsulamiento como el campo en el recinto exterior, sin control activo, producido por una fuente de ruido ideal (altavoz) emitiendo a las frecuencias fundamentales del motor, 100 [Hz], 192 [Hz] y 384 [Hz], para las posiciones $d_1 = 0$ [m] y $d_1 = 0,44$ [m] que son las posiciones de máximo en la pared y primer nodo para la frecuencia 192 [Hz].

Posteriormente se ha analizado, para dichas frecuencias y posiciones del altavoz primario, el campo acústico en el interior del encapsulamiento y en el campo exterior tras la aplicación de un control activo situando la fuente secundaria en $d_2 = 3,555$ [m] que se corresponde con uno de los extremos del encapsulamiento.

Se han escogido las posiciones de d_1 y d_2 en función de las conclusiones obtenidas en el [apartado 7.3.4](#).

Finalmente se ha procedido a realizar estos mismos ensayos para el caso de un motor eléctrico.

Así mismo se han valorado los resultados experimentales comparándose con los resultados teóricos. Sólo se ha realizado esta comparación para la frecuencia de 192

[Hz] para no extender demasiado esta tesis, ya que para el resto de frecuencias el procedimiento sería similar.

9.2.2 Descripción de los equipos

Para la realización de los ensayos se han utilizado varios circuitos:

- Circuito de emisión del ruido.
- Circuito de control activo.
- Circuito de monitorización de micrófonos.

Circuito de emisión del ruido

Se han utilizado dos configuraciones, [figura 9.1](#), de emisión de ruido:

La configuración 1 se utiliza para ensayos con fuentes direccionales y del mismo tipo que la fuente secundaria y para ruidos monofrecuenciales. Es a la que se referirá por defecto y consta de un generador de frecuencias, un amplificador y un altavoz.

La configuración 2 se utiliza para evaluar los resultados del control en fuentes reales y consta de un motor de corriente continua y un reóstato.

Como fuente de ruido en la configuración 1 se ha utilizado un altavoz (primario) del tipo 5"MP60-N de la marca BEYMA de 50 [W] de potencia y con buena respuesta a baja y media frecuencia, apto para trabajar a las frecuencias del ensayo comprendidas entre 100 y 400 [Hz].

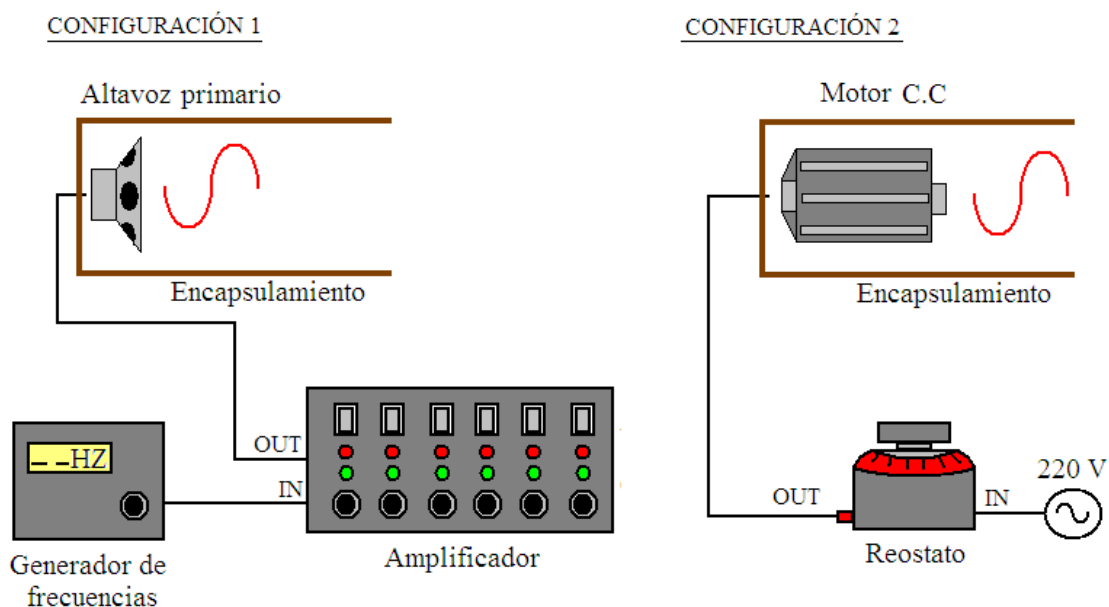


Fig. 9.1 Configuraciones utilizadas como fuentes de emisión de ruido.

Se ha emitido una onda monofrecuencial generada por un generador de funciones Promax GF 1000 y amplificada con un amplificador de dos canales Simmarc PA-500 MOSFET, de potencia 250 [W] por canal, utilizando uno de los canales.



Fig. 9.2 Fotografía (sin tapa) y dibujo del altavoz primario situado en el extremo del encapsulamiento.

En la configuración 2 se ha utilizado un motor eléctrico que se detallará más adelante y un reóstato, conectado directamente a la tensión de 220 [V], usado para regular el voltaje de salida y de esta forma la velocidad del motor.

Circuito de control activo

El circuito de control activo consta de un micrófono “electret” de referencia situado en el extremo del encapsulamiento donde está situada la fuente de ruido primaria. Dicho sensor está conectado con la entrada de la tarjeta DSP destinada al control activo. Para acondicionar la señal, previamente, se preamplifica y se filtra con un ecualizador para evitar la realimentación de picos de frecuencias no deseadas.

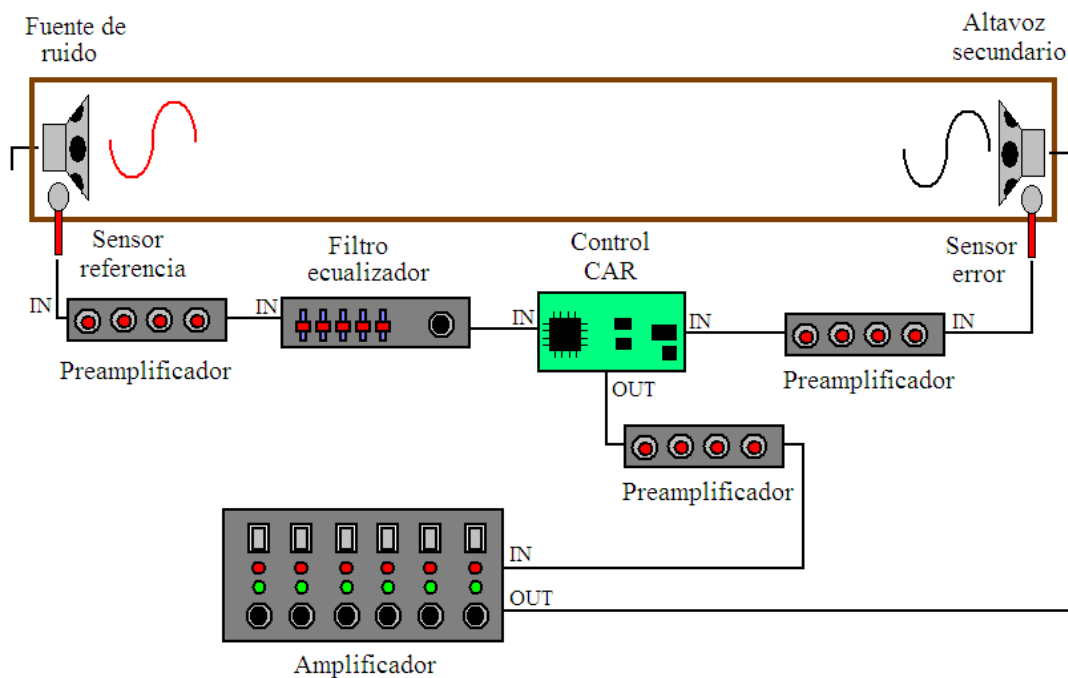


Fig. 9.3 Esquema del circuito de control activo.

La tarjeta de control activo utilizada es comercial, EZ-ANC [17], se implementa en una DSP de Analog Devices ADSP 2115 y se programa “off line” mediante un software introducido en este caso en un ordenador PC 486-33 [MHz]. Se trata de una DSP de bajo coste.

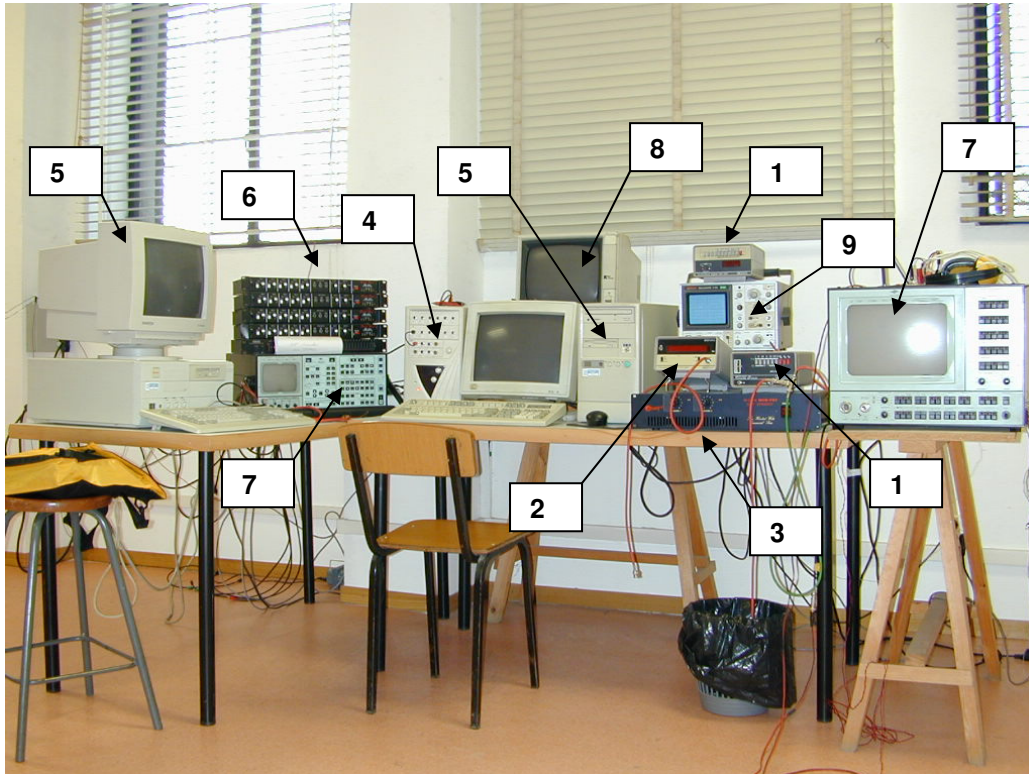


Fig. 9.4 Aparatos utilizados en esta tesis: 1. Generadores de funciones, 2. Frecuenciómetro, 3. Amplificador, 4. Caja con la tarjeta de control activo EZ-ANC, filtros y preamplificadores, 5. Ordenadores con conexión RS-232 con la tarjeta de control activo y con analizador de frecuencias BK 2515, 6. Preamplificadores, 7. Analizadores de frecuencia (BK 2515 a la izquierda), 8. Pantalla conectada a BK 2515 para visualización ampliificada, 9. Osciloscopio.

La tarjeta EZ-ANC dispone de 6 entradas (1 de referencia y 5 de error) y de 6 salidas, dispone de filtros anti-aliasing y al ser una DSP la velocidad de reloj es de 25 [MHz] por lo que tiene una alta velocidad de muestreo y su procesador puede ejecutar un máximo de instrucciones de 25 MIPS, 40 [ns]. En la práctica y al trabajar con un sistema SISO (single input single output) sólo se utilizarán la entrada de referencia, un error y una sola salida por lo que podría utilizarse una tarjeta EZ-ANC Lite, mucho más barata.

Las entradas a la tarjeta, procedentes de los micrófonos de referencia y de error, sólo pueden soportar un voltaje máximo de $\pm 2,8$ [Vpp] y se recomienda que como mínimo sea de $\pm 0,1$ [V] por lo que deben preamplificarse las entradas, aunque vigilando no sobrepasar el valor máximo permitido mediante el control de un osciloscopio.

Tras desfazar mediante la tarjeta de control activo la señal de referencia ésta entrega una señal de salida. Dicha señal requiere ser preamplificada y amplificada para obtener la amplitud suficiente para generar el campo acústico secundario deseado. Es importante que para que el amplificador utilizado, Simmarc PA-500 MOSFET, de potencia 250 [W] por canal, tenga un rendimiento óptimo la señal de entrada sea del orden de 1V o

mayor por lo que la preamplificación suele ser necesaria. Para controlar el valor del voltaje pico-pico de todas las señales se ha utilizado un osciloscopio de dos canales Hitachi V202.

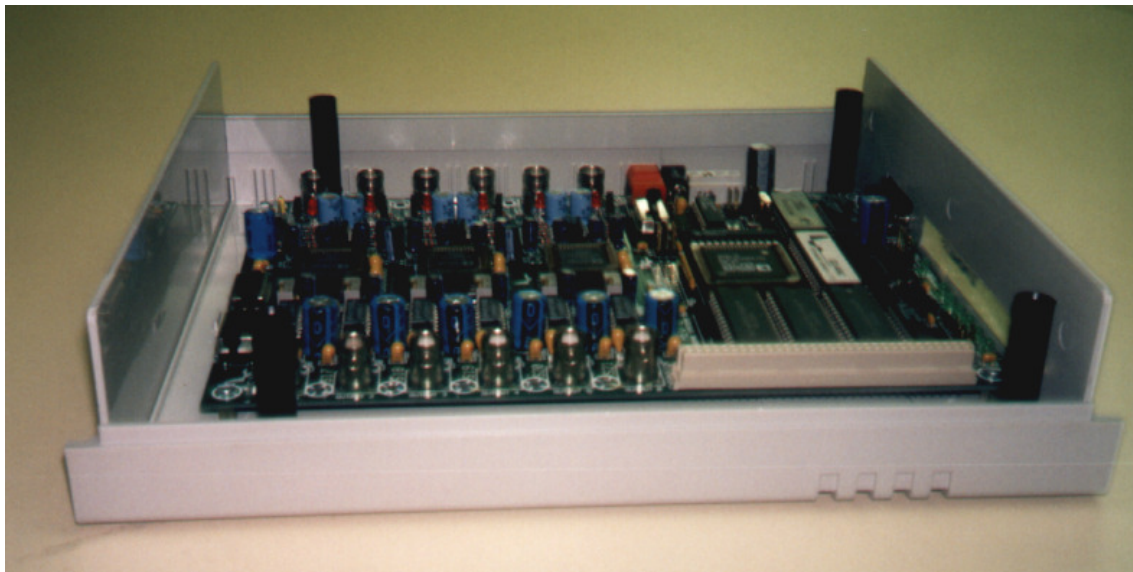


Fig. 9.5 Tarjeta EZ-ANC utilizada en esta tesis doctoral.

La señal acústica de salida se emite con un altavoz secundario tipo 5"MP60-N de la marca BEYMA de 50 [W] de potencia.

Circuito de monitorización de micrófonos

Existen dos circuitos de monitorización de micrófonos de medición del nivel de presión sonora, uno situado en el interior del encapsulamiento y de 41 micrófonos y otro localizado en el exterior a éste y dispuesto en una malla de 25 micrófonos.

Los micrófonos se han preparado mediante "cápsulas electret" comerciales polarizadas mediante resistencias de 10 [kΩ] y 1 [MΩ] y conectando capacidades de 100 [μF] para eliminar la llegada de corriente continua a los preamplificadores.

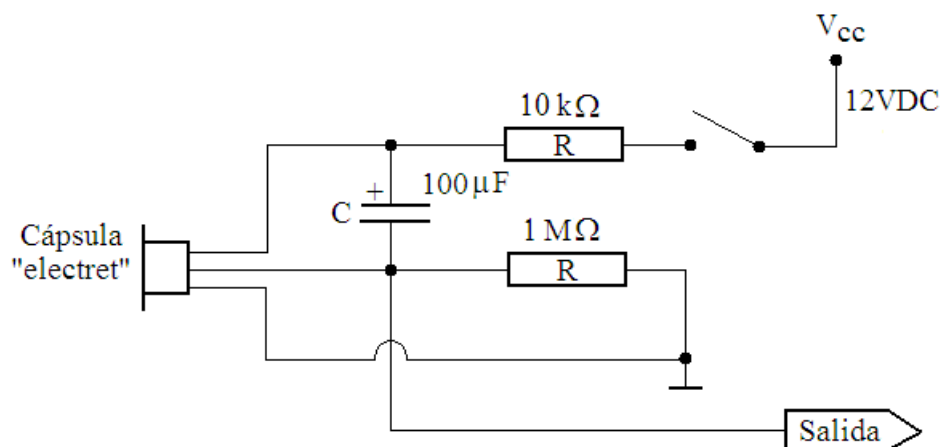


Fig. 9.6 Polarización de una cápsula "electret" de 3 terminales.

Una vez polarizados, los micrófonos se han conectado a preamplificadores y a un analizador de frecuencias Brüel&Kjaer 2515.

Todos los micrófonos con su canal de preamplificador correspondiente se han calibrado a las frecuencias de trabajo con diferentes amplitudes comparando los valores obtenidos en el analizador con los resultantes en un sonómetro Brüel&Kjaer 2230 con filtro de frecuencias. En caso necesario se han construido las tablas de corrección correspondientes.

9.2.3 Estudio y descripción del ruido producido por el motor

9.2.3.1 Motor del estudio

El motor que se ha utilizado en esta tesis es un motor de corriente continua de 170 [W]. Se ha escogido este tipo de motor por la facilidad para variar su velocidad mediante un reóstato y porque es lo suficientemente pequeño, de $\phi 130 \times 250$ [mm], para poderse introducir en el encapsulamiento.

Debido a que el encapsulamiento tiene unas dimensiones determinadas, resulta más fácil variar las revoluciones del motor para conseguir que la frecuencia de emisión sea la de resonancia de la cápsula que adaptar el encapsulamiento.

Aunque el motor emite principalmente a una serie de frecuencias fundamentales, también tiene todo un espectro de frecuencias secundarias que pueden entorpecer la labor del control del ruido por control activo, por lo que será preciso comparar este control con el caso teórico y establecer un rendimiento.

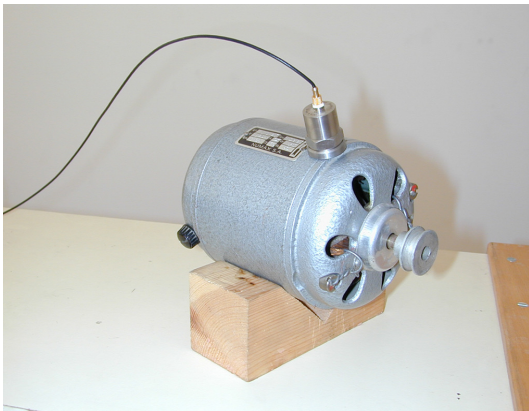


Fig. 9.7 Motor de corriente continua utilizado en esta tesis.

Espectro del motor

Una vez se ha regulado el reóstato para fijar las revoluciones del motor se observa que el espectro de frecuencias depende a bajas frecuencias fundamentalmente de la señal eléctrica, 50 [Hz], que provoca el pico a la frecuencia armónica de 100 [Hz] y la velocidad de giro que provoca la frecuencia principal 24 [Hz], y sus armónicos principales a 192 [Hz] y a 384 [Hz] como se aprecia en la [figura 9.8](#).

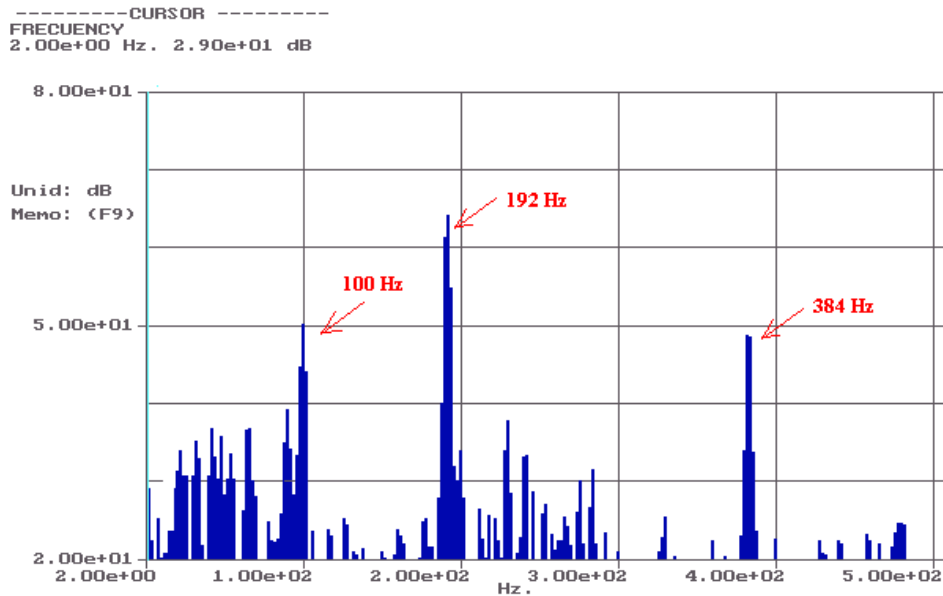


Fig. 9.8 Espectro de frecuencias del motor a baja frecuencia, mostrando los picos fundamentales.

9.2.3.2 Aislamiento del motor del encapsulamiento

Uno de los principales problemas que se tienen al intentar cancelar el ruido de un motor u otro elemento que produzca vibraciones utilizando el control activo encapsulando dicha fuente es el de la transmisión estructural.

Al vibrar el motor produce un ruido que se transmite por vía aérea, aunque dicha vibración puede propagarse también por vía estructural. Mediante control activo se cancela el ruido por vía aérea pero no la transmisión por vía estructural.

Al aislar el motor del encapsulamiento, se consigue por una parte reducir el nivel de presión sonora tanto en el recinto como en el interior del encapsulamiento.

Es importante utilizar un elemento anti-vibratorio adecuado a las frecuencias de 192 [Hz] y 384 [Hz]. No es necesario que el elemento anti-vibratorio funcione también a 100 [Hz] ya que esta frecuencia no se debe al giro del motor y por tanto no genera vibraciones importantes.

Como puede verse en la [figura 9.7](#) se ha aislado acústicamente el motor del encapsulamiento colgando el motor en una estructura mediante muelles metálicos

Normalmente el elemento anti-vibratorio no suele reducir al 100% las vibraciones por lo que siempre pueden afectar a los resultados obtenidos.

El ruido generado por el motor en el interior del encapsulamiento a las frecuencias de emisión crea ondas planas que pueden medirse mediante los micrófonos situados a lo largo del encapsulamiento. Estas ondas se muestran en la [figura 9.9](#).

9.3 Campo acústico experimental producido por el motor en el interior del encapsulamiento

Se ha situado el motor en una posición cercana a uno de los extremos y en el nodo de la frecuencia fundamental en el encapsulamiento, 192 [Hz]. Al situar la fuente cerca de unos de los nodos y como se ha estudiado en el apartado 6.2.3.3, automáticamente se reduce la amplitud de todas las ondas.

Se evidencia que no coincidirán en una posición todos los nodos de todas las frecuencias a cancelar, pero normalmente sí los armónicos principales: 192 y 384 [Hz]. Además al alejarse la fuente de ruido de la posición de máximo, de la pared del extremo, también se disminuye la amplitud de las otras ondas como en este caso la de 100 [Hz].

Si se descompone el ruido del motor en cada una de las tres frecuencias fundamentales se obtienen los gráficos de la figura 9.9 y de la figura 9.10.

Frecuencias fundamentales con el motor cerca de la posición $x = 0$ [m].

En la posición del motor cercana al extremo de la pared se crean ondas de máxima amplitud para todas las frecuencias del estudio.

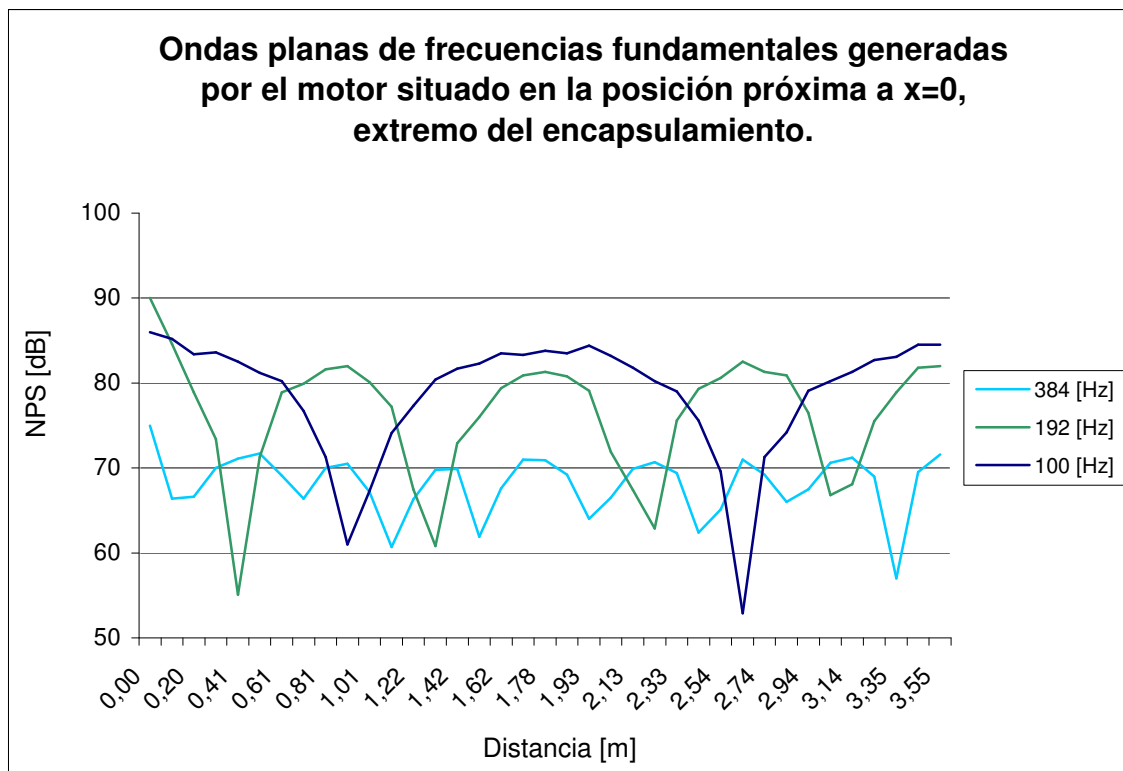


Fig. 9.9 Ondas planas creadas por el motor en el encapsulamiento situando el motor cerca de $x = 0$ [m].

Frecuencias fundamentales con el motor cerca de la posición $x = 0,44$ [m].

En la posición del motor cercana al nodo de la frecuencia de 192 [Hz] se crean ondas de mínima amplitud para la frecuencia de 192 [Hz] y de su armónico de 384 [Hz].

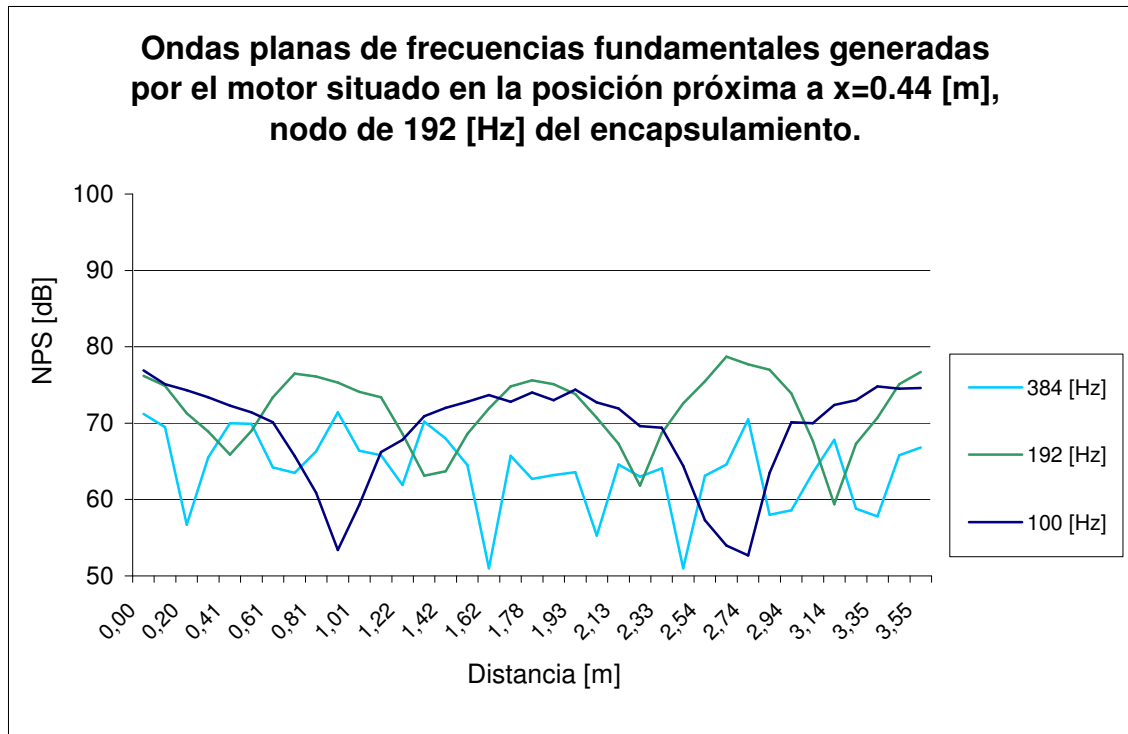


Fig. 9.10 Ondas planas producidas por el motor en el encapsulamiento situándolo cerca de $x = 0,44$ [m].

9.4 Estudio experimental del control activo sobre el motor en el interior del encapsulamiento

Se ha realizado el control activo del ruido generado por el motor situando el altavoz secundario en la posición $d_2 = 3,55$ [m], es decir en uno de los extremos del encapsulamiento ya que es la posición óptima según lo expuesto en el apartado 7.3.4.

Para realizar dicho estudio se ha medido el nivel de presión sonora para cada una de las frecuencias fundamentales del motor en el interior del encapsulamiento, antes y después del control activo.

Se ha utilizado un elemento antivibratorio en el motor, aunque en el interior del encapsulamiento no es notable la influencia de las vibraciones de las paredes del tubo debidas al movimiento del motor en el control activo interior.

En la figura 9.11 se ha representado esquemáticamente el montaje experimental. Como se ha mostrado en el punto anterior se sitúa el altavoz secundario en $d_2 = 3,55$ [m] y el motor en posiciones cercanas al extremo $d_1 = 0$ [m] y al nodo a 192 [Hz], $d_1 = 0,44$ [m].

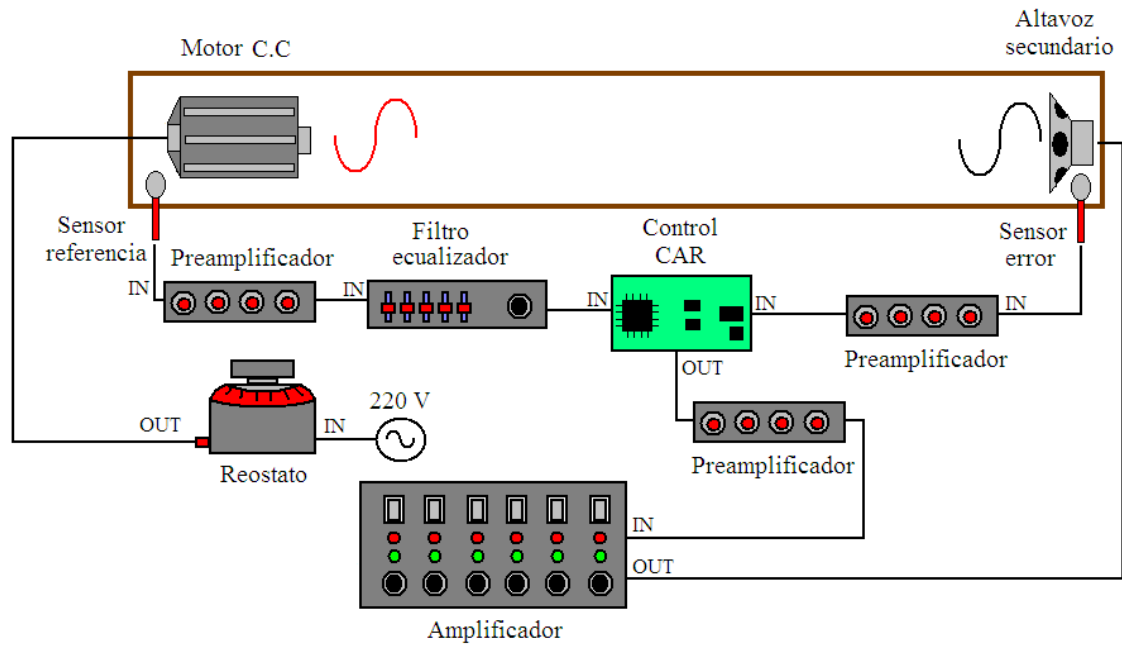


Fig. 9.11 Esquema del montaje experimental utilizado para realizar el control activo de un motor.

A continuación se estudian los resultados del control activo para ambas posiciones del motor en función de las frecuencias fundamentales de emisión. Las gráficas se muestran por separado para una mejor comprensión.

Posición del motor en $x = 0$ [m]

En las figura 9.12, figura 9.13 y figura 9.14, se muestran las gráficas experimentales obtenidas para 100 , 192 y 384 [Hz] para la posición del motor cercana a $x = 0$ [m] con y sin control activo.

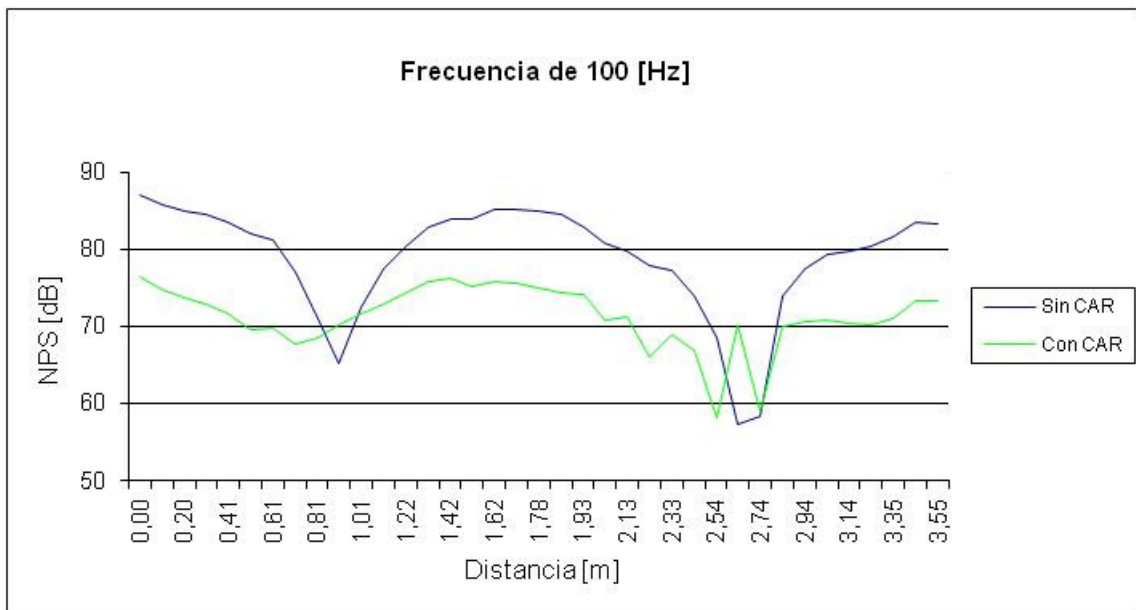


Fig. 9.12 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 100 Hz con $d_1 = 0$ [m].

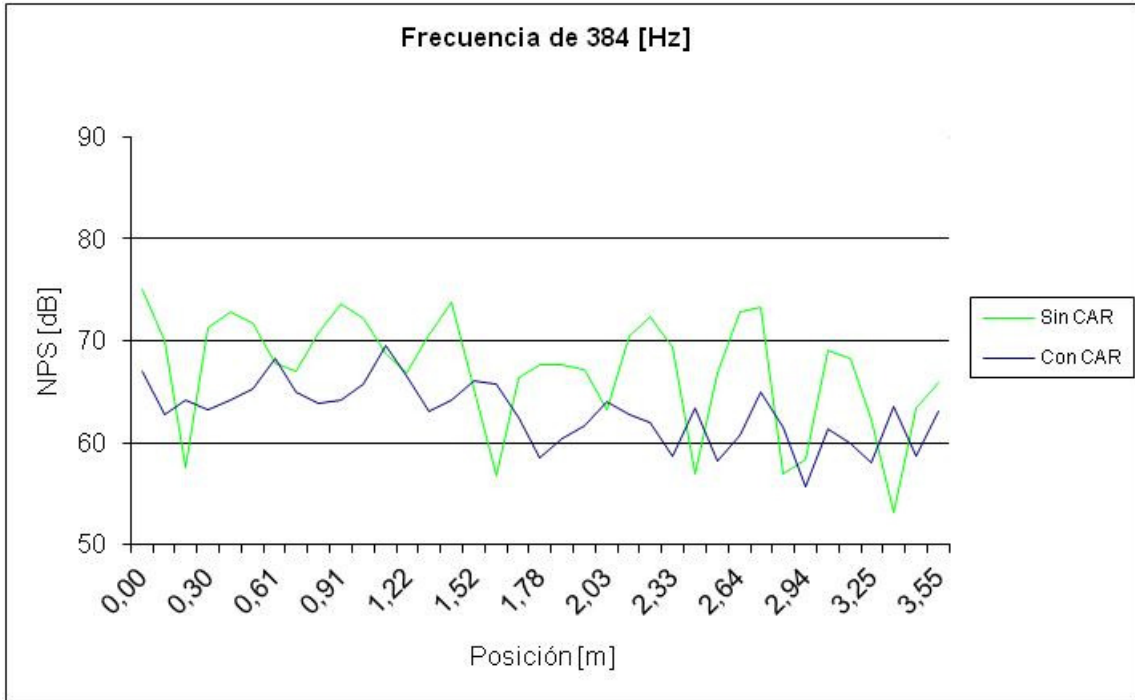


Fig. 9.13 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 384 [Hz] con $d_1 = 0$ [m].

Se aprecia una reducción a todas las frecuencias del motor en el interior del encapsulamiento cuya media es de 7,6 [dB] a 100 [Hz], 5,6 [dB] a 192 [Hz] y de 4,2 [dB] a 384 [Hz] respecto al nivel existente sin el control en el interior del tubo.

Posición del motor en $x = 0,44$ [m]

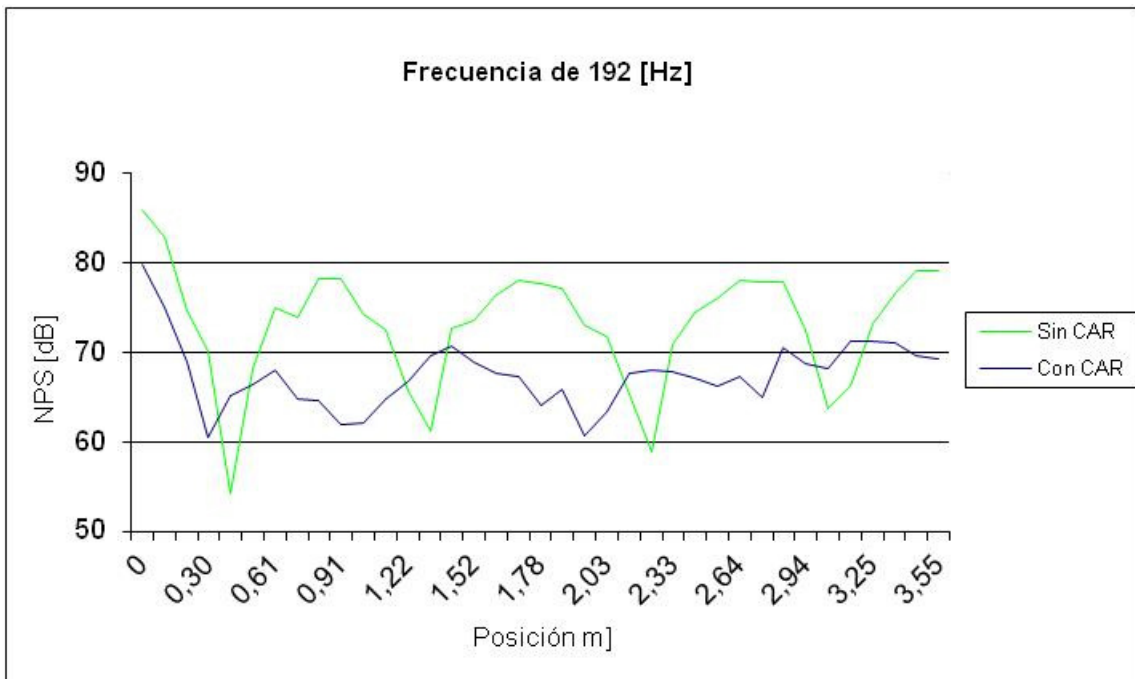


Fig. 9.14 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 192 [Hz] con $d_1 = 0$ [m].

A continuación se muestran las gráficas experimentales en las figura 9.15, figura 9.16 y figura 9.17 obtenidas para 100, 192 y 384 [Hz] para la posición del motor cercana a $x = 0,44$ [m] con y sin control activo.

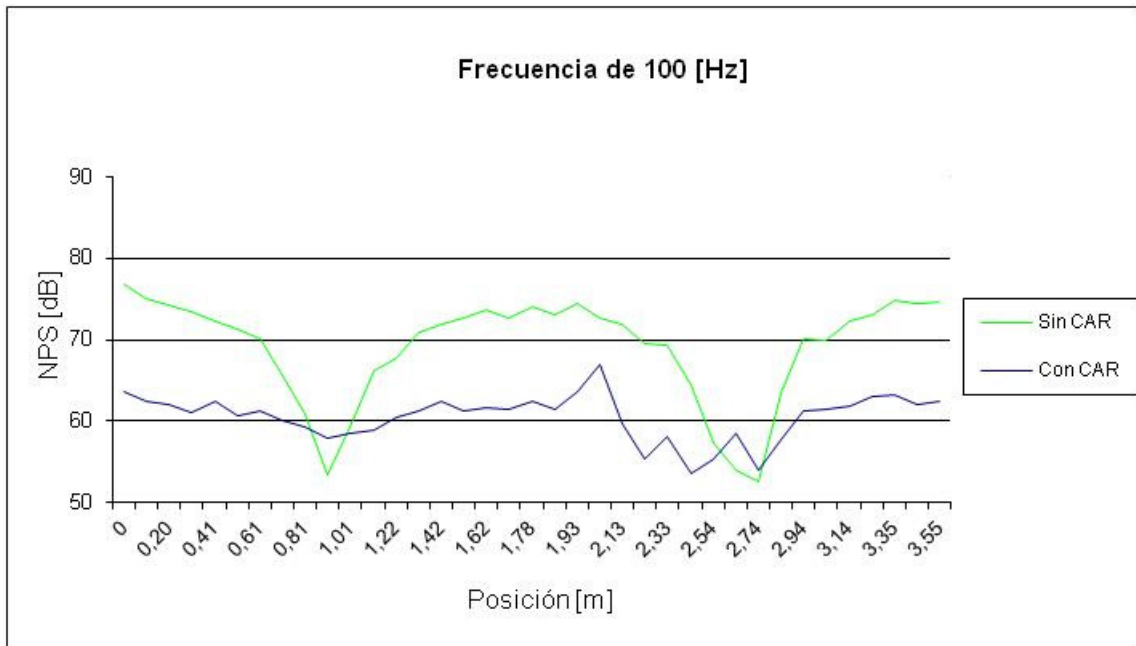


Fig. 9.15 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 100 [Hz] con $d_1 = 0,44$ [m].

Se aprecia una reducción a todas las frecuencias del motor en el interior del encapsulamiento cuya media es de 8,5 [dB] a 100 [Hz], 2,8 [dB] a 192 [Hz] y de 2,7 [dB] a 384 [Hz] respecto al nivel existente sin el control.

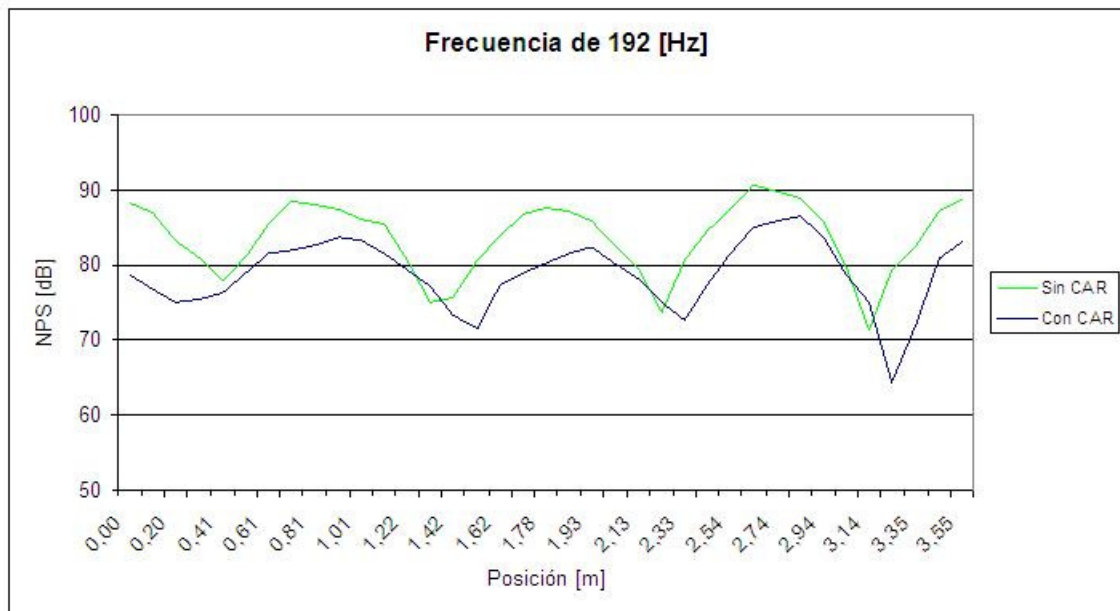


Fig. 9.16 Gráfica del resultado del control activo del motor a la frecuencia de 192 [Hz] con $d_1 = 0,44$ [m].

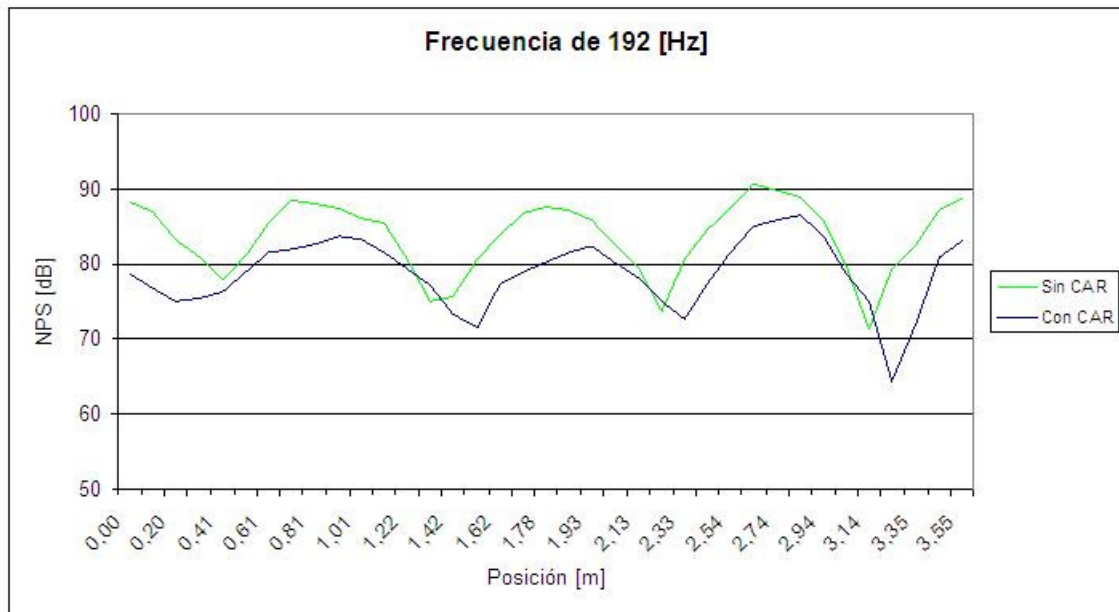


Fig. 9.17 Resultado del control activo del motor a la frecuencia de 384 [Hz] con $d_1 = 0,44$ [m].

9.5 Comparación de los resultados experimentales del control activo sobre el motor en el interior del encapsulamiento

La reducción a todas las frecuencias del motor en el interior del encapsulamiento es mayor, excepto a 100 [Hz], para la posición $d_1=0$ [m] respecto a la posición $d_2=0,44$ [m].

La reducción media para la posición $d_1=0$ [m] es de 7,6 [dB] a 100 [Hz] es 5,6 [dB] a 192 [Hz] y de 4,2 [dB] a 384 [Hz] respecto al nivel existente sin el control con el motor encapsulado.

En cuanto a la reducción media para $d_1=0,44$ [m] es de 8,5 [dB] a 100 [Hz], 2,8 [dB] a 192 [Hz] y de 2,7 [dB] a 384 [Hz] respecto al nivel existente sin el control con el motor encapsulado.

En la [figura 9.18](#) se muestra la comparativa de reducciones medias de niveles de presión sonora para ambas posiciones.

El hecho que la reducción sea mayor no implica que los niveles finales sean mayores ya que los valores de partida con el motor en $d_1=0$ [m] también son mayores. Para realizar la comparación se ha denominado “nivel de presión sonora medio” a la media de los niveles de presión sonora en los 25 puntos de control.

A nivel global, en el interior del encapsulamiento, la mejor posición es la posición cercana a $d_1 = 0,44$ [m] ya que se obtiene mediante el control activo un nivel de presión sonora medio de 60,2 [dB] a 100 [Hz], de 63,8 [dB] a 192 [Hz] y de 59,1 [dB] a 384 [Hz] respecto a los obtenidos en la posición cercana a $d_1 = 0$ [m] de 71,3 [dB] a 100 [Hz], de 67,4 [dB] a 192 [Hz] y de 62,9 [dB] a 384 [Hz].

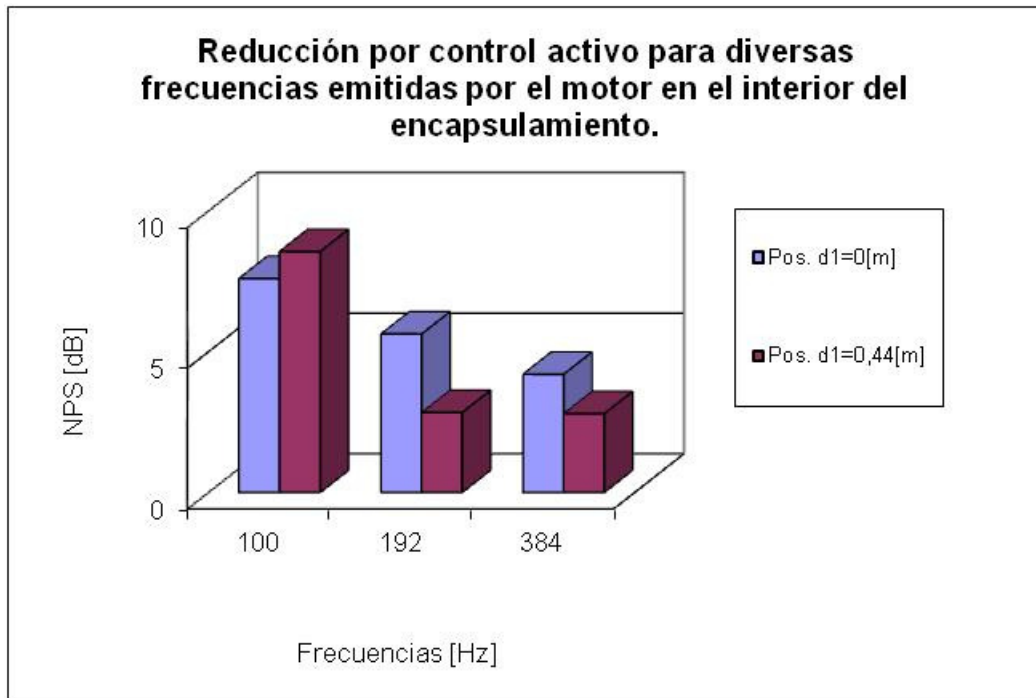


Fig. 9.18 Resumen de las reducciones medias del control activo respecto a los niveles existentes sin el control para las frecuencias fundamentales del motor para las posiciones $d_1 = 0$ [m] y $d_1 = 0,44$ [m].

En la [figura 9.19](#) se muestran los niveles medios en el interior del encapsulamiento dependiendo de la utilización del control y de la posición de la fuente primaria.

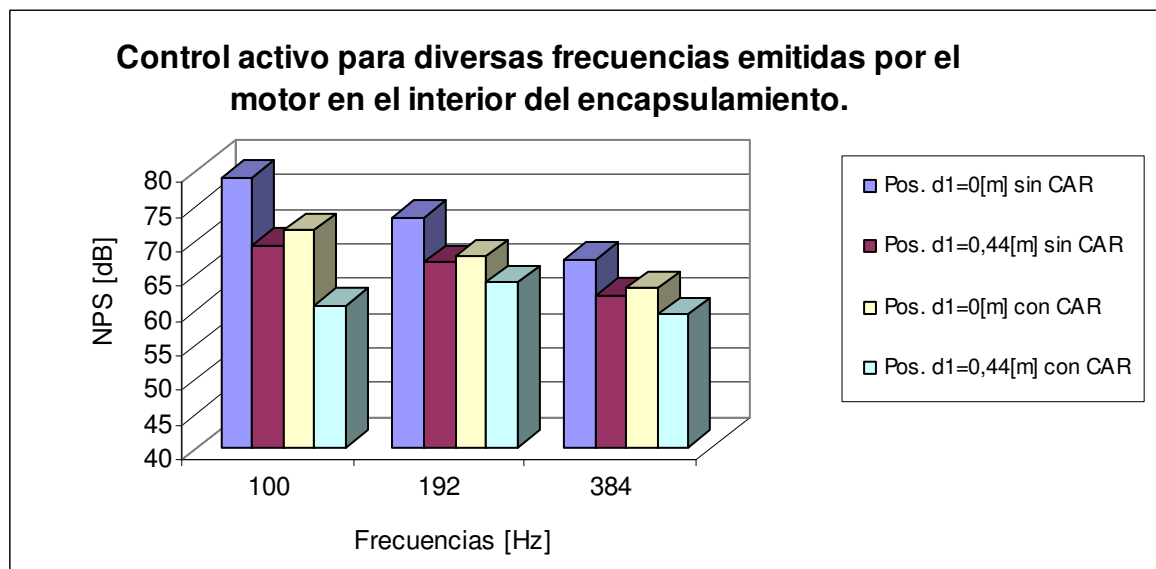


Fig. 9.19 Resumen de los resultados del control activo para las frecuencias fundamentales del motor en el interior del encapsulamiento.

La reducción total para la suma de las frecuencias fundamentales para la posición $d_1=0$ se muestra en la [figura 9.20](#). Existe una reducción media de 11,3 [dB] hasta un nivel de presión sonora medio de 67,6 [dB].

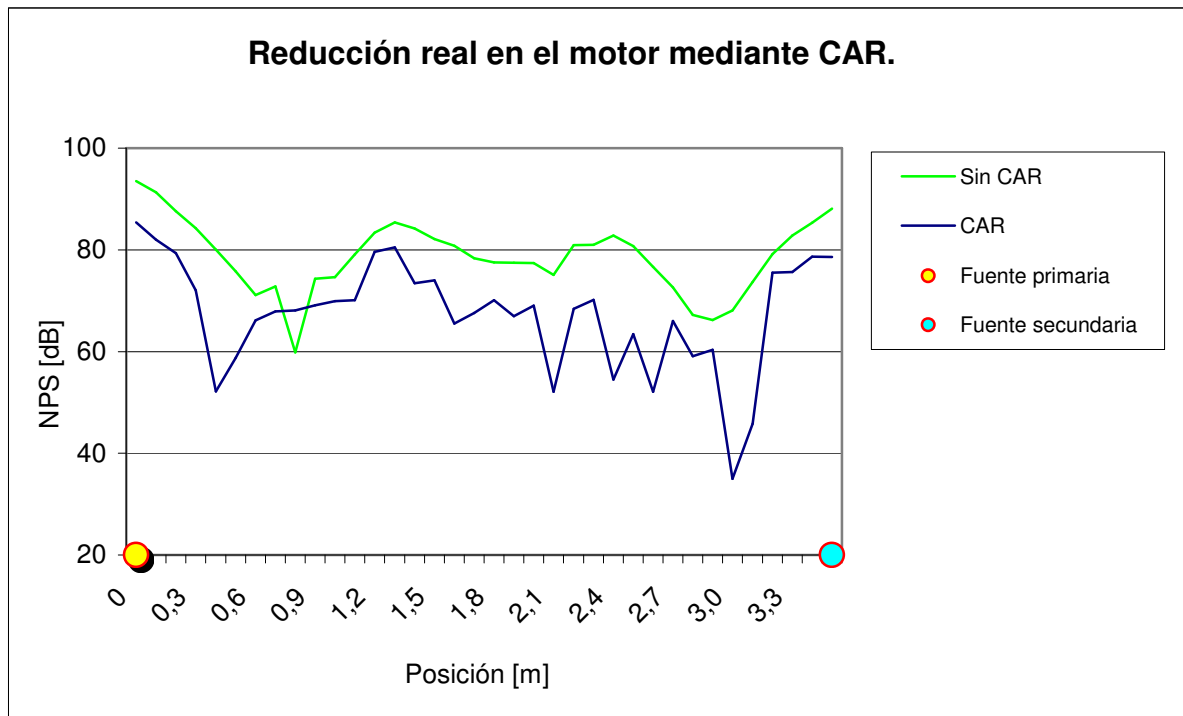


Fig. 9.20 Reducción real del motor situando el motor cerca de $d_1 = 0$ [m].

Así mismo puede observarse la reducción para la posición $d_1=0,44$ [m] en la [figura 9.21](#). Existe una reducción media de 3,8 [dB] hasta un nivel de presión sonora medio de 62,9 [dB].

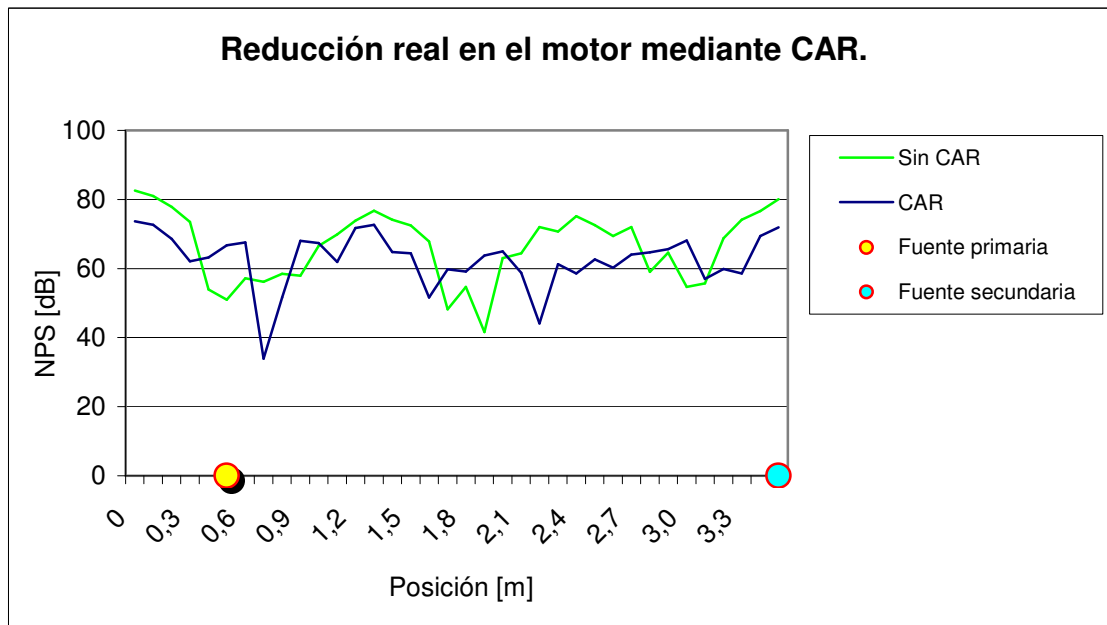


Fig. 9.21 Reducción real del motor situando el motor cerca de $d_1 = 0,44$ [m].

Se concluye que se consigue una mayor reducción absoluta en el interior del encapsulamiento, 3,8 [dB], situando el motor cerca del nodo de la frecuencia de 192 [Hz] y realizando el control activo de ruido.

9.6 Estudio experimental del campo acústico en el recinto exterior antes y después de aplicar el control activo sobre el motor

9.6.1 Nivel de ruido en el recinto exterior sin encapsulamiento

Se ha realizado previamente una experiencia para evaluar el nivel de presión sonora medio producido por el motor situado en la misma posición respecto a la sala que el punto $d_1=0$ [m] del tubo pero sin encapsularlo. El nivel medio obtenido ha sido de aproximadamente **55,5 [dB]**. Se supondrá este valor como referencia, ya que aunque puede aumentar o disminuir, en función de su posición en el recinto exterior, debido a que el campo es muy difuso a sus frecuencias fundamentales de emisión este incremento será pequeño.

A las frecuencias de emisión es imposible la cancelación por control activo de forma global sin el encapsulamiento debido a que no es una fuente monopolar como el altavoz. Igualmente, en caso de serlo, debería situarse el altavoz muy cerca de la fuente.

9.6.2 Nivel de ruido en el recinto exterior con encapsulamiento

En una segunda fase se han realizado varias experiencias variando la situación del motor en el encapsulamiento. En la primera experiencia se ha situado el motor cerca de uno de los extremos, en $d_1=0$ [m], y en la segunda se ha colocado cerca del nodo de 192 [Hz], para $d_1=0,44$ [m].

Dado que el motor no es una fuente de ruido puntual ni emite en una sola de sus membranas (como en el caso del altavoz) es difícil situarlo exactamente en la posición indicada. Esta es la ventaja de trabajar con el encapsulamiento ya que aunque no se coloque en el punto deseado la forma del campo no variará de forma, aunque sí su amplitud.

A continuación se muestran en las [figuras 9.22 y 9.23](#) y en las [figuras 9.26 y 9.27](#) los niveles de presión sonora de los picos de las frecuencias fundamentales del motor a 192 y 384 [Hz] (se ha excluido el armónico de la frecuencia eléctrica de 100 [Hz]), sin aplicar el control activo para las dos posiciones estudiadas del motor: $d_1=0$ [m] y $d_1=0,44$ [m].

En las gráficas de las [figuras 9.22 y 9.23](#) se muestran los niveles de presión sonora del motor para la frecuencia de **192 [Hz]** y la reducción por el cambio de posición del motor en el encapsulamiento en la [figura 9.25](#).

Se observa una reducción global de 3 [dB].

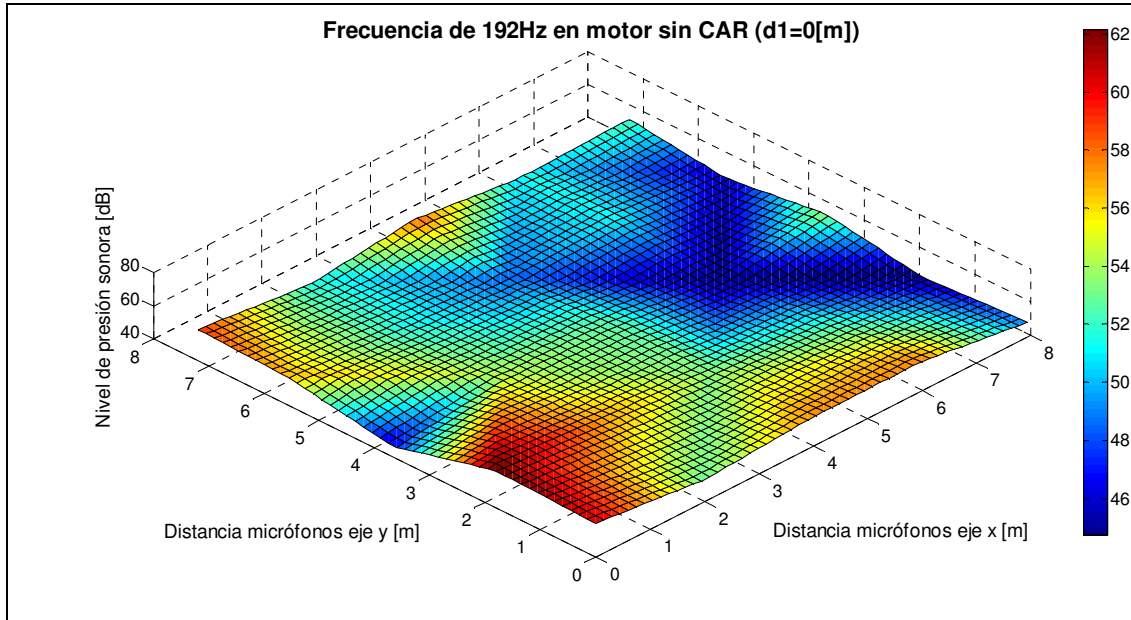


Fig. 9.22 Campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] antes del control activo.

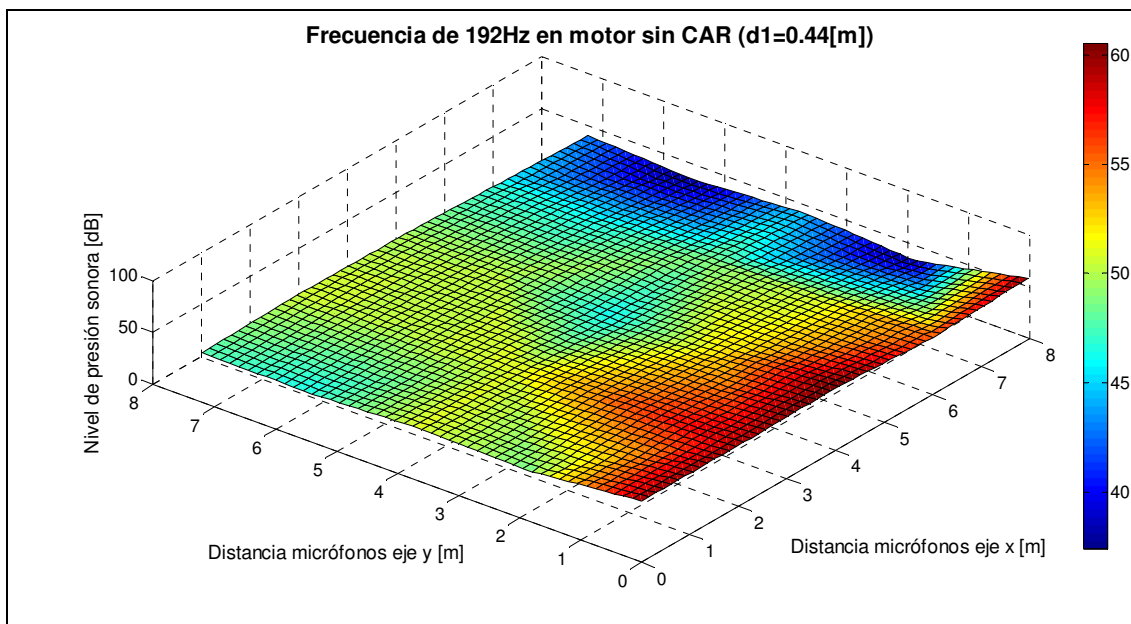


Fig. 9.23 Campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0,44$ [m] antes del control activo.

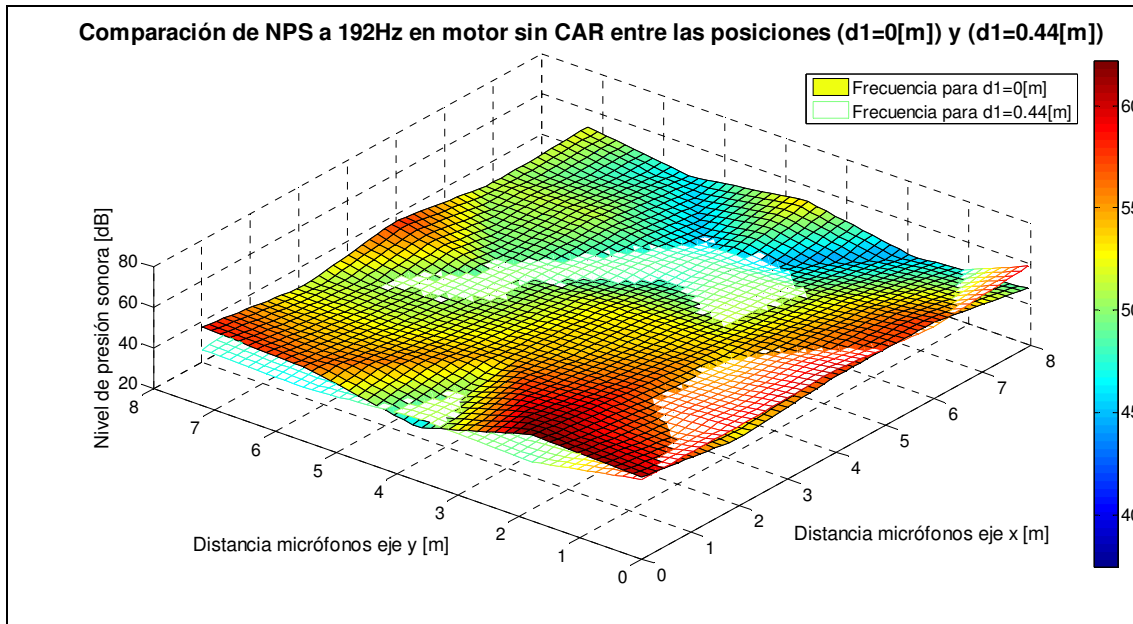


Fig. 9.24 Comparación de los campos acústicos a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] y $x = 0,44$ [m] antes del control activo.

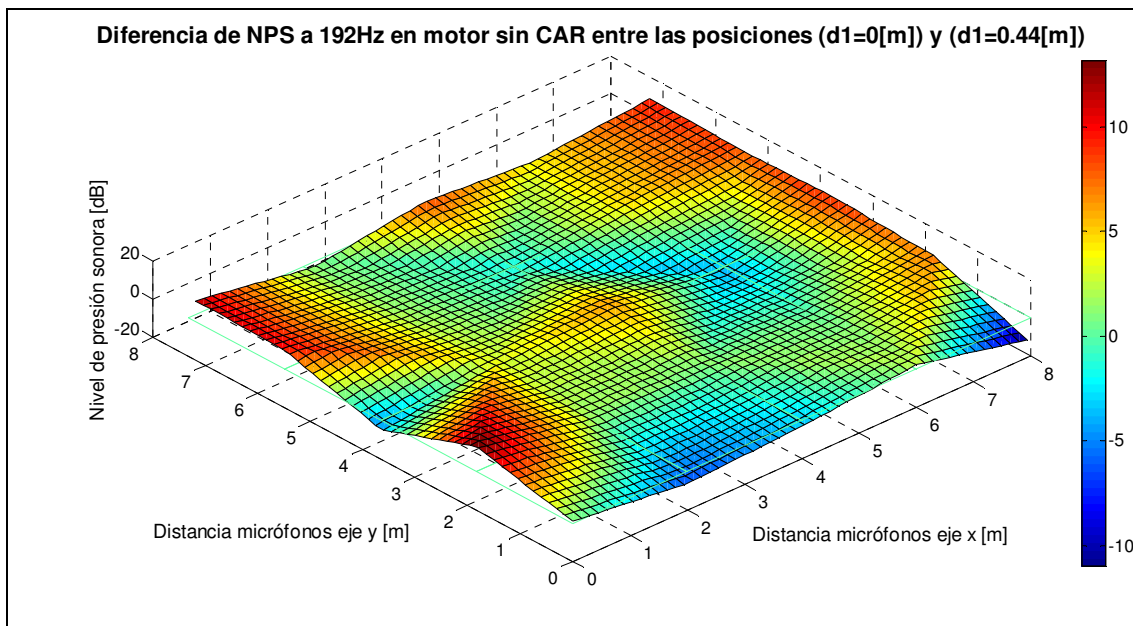


Fig. 9.25 Variación de los niveles de presión sonora a 192 Hz, en el recinto exterior del motor encapsulado al cambiar su posición dentro del encapsulamiento entre la posición $x = 0$ [m] y $x = 0,44$ [m] antes del control activo.

En las gráficas de las [figura 9.26](#) y [9.27](#) se muestran los niveles de presión sonora del motor para la frecuencia de 384 [Hz] y la reducción por el cambio de posición del motor en el encapsulamiento en la [figura 9.30](#).

Se observa una reducción global de $6,2$ [dB].

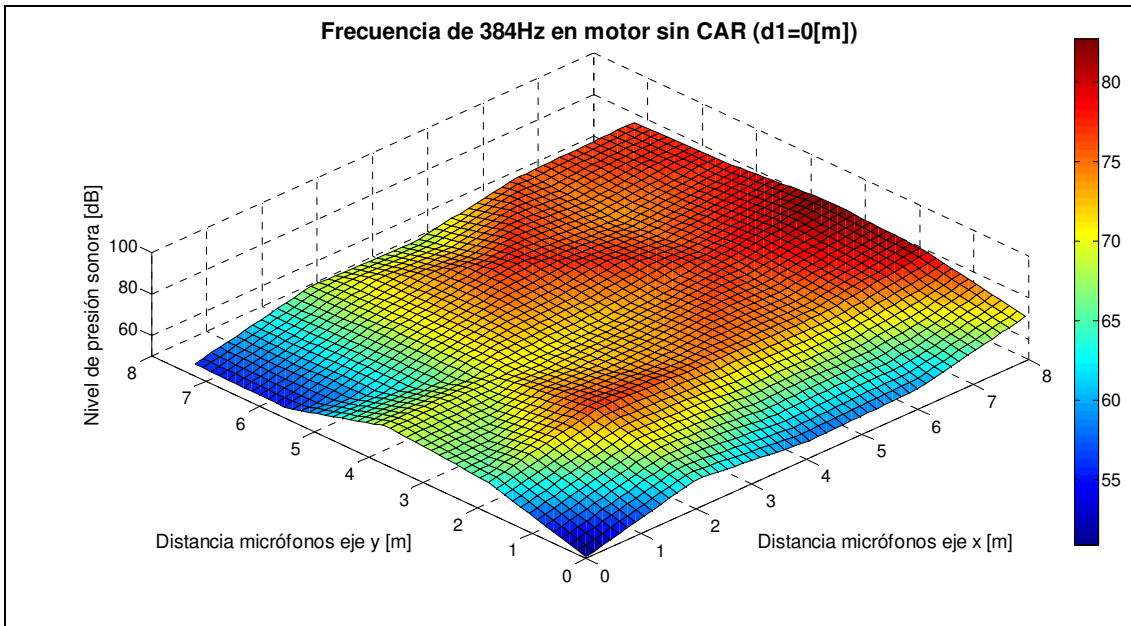


Fig. 9.26 Campo acústico a 384[Hz] en el recinto exterior producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] antes del control activo.

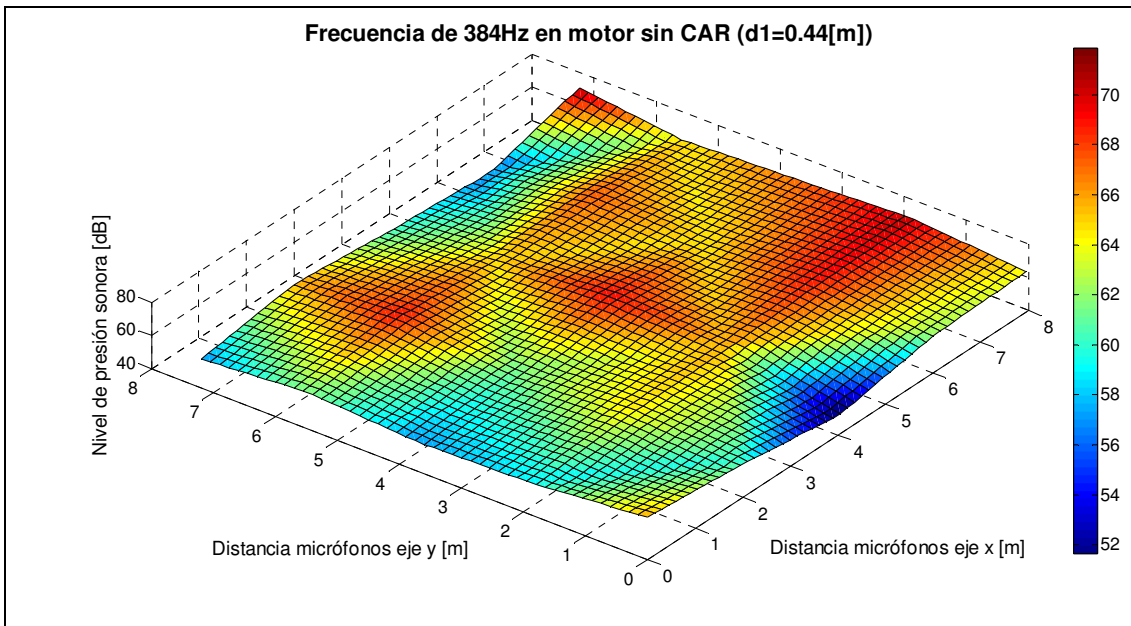


Fig. 9.27 Campo acústico a 384[Hz] en el recinto exterior producido por el motor encapsulado en $x=0,44$ [m] antes del control activo.

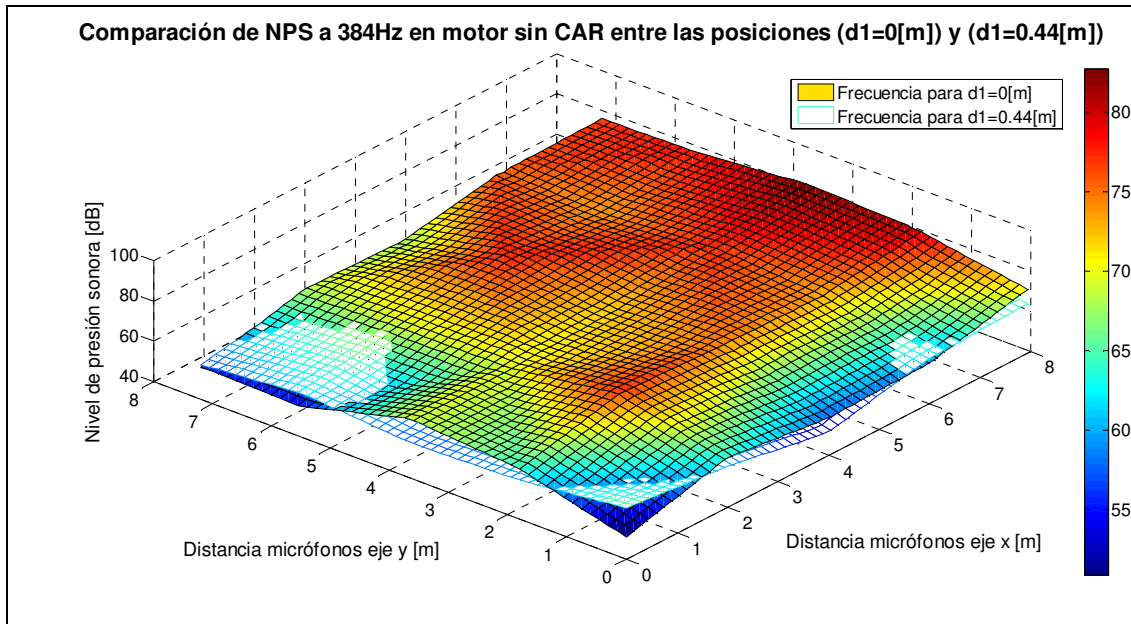


Fig. 9.28 Comparación de los campos acústicos a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] y $x = 0,44$ [m] antes del control activo.

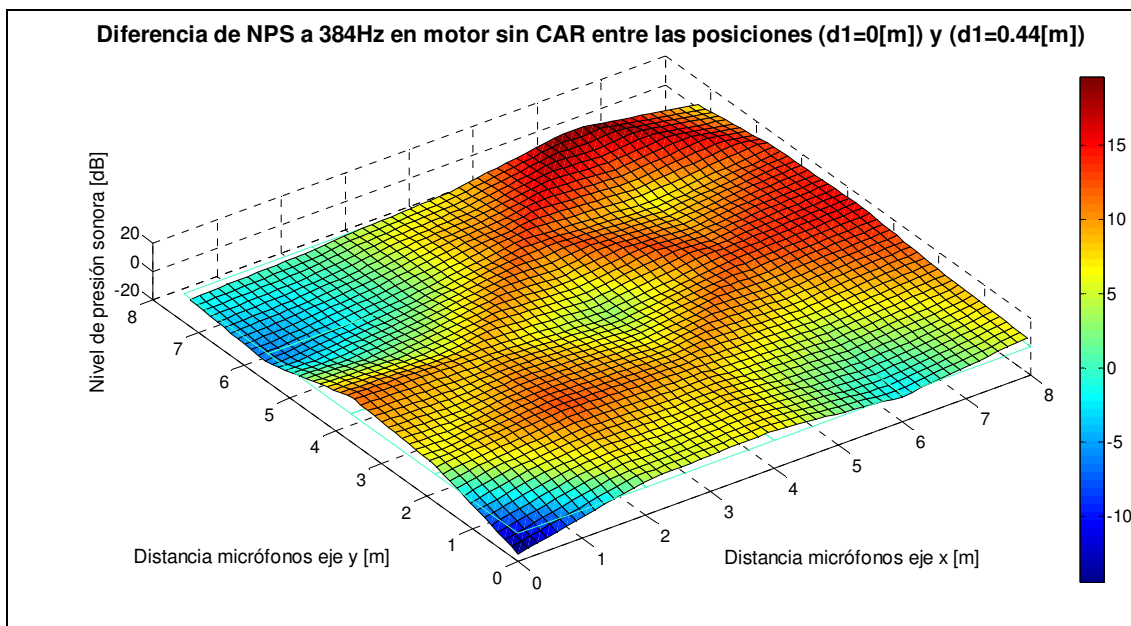


Fig. 9.29 Variación de los niveles de presión sonora a 384 Hz, en el recinto exterior del motor encapsulado, al cambiar su posición dentro del encapsulamiento entre la posición $x = 0$ [m] y la posición $x = 0,44$ [m] antes del control activo.

9.6.3 Cancelación del nivel de ruido con control activo en el recinto exterior del motor encapsulado.

Se han realizado varias experiencias situando el motor en el encapsulamiento y variando la situación del motor en este y se ha realizado un control activo situando la fuente secundaria en $d_2 = 3,55$ [m]. En la primera experiencia se ha situado el motor cerca de

uno de los extremos , $d_1 = 0$ [m], y en la segunda se ha colocado cerca del nodo a 192 [Hz], para $d_1 = 0,44$ [m].

Como se ha comentado anteriormente, para centrar el problema y simplificarlo, sólo se han analizado los resultados para las frecuencias de 192 [Hz] y 384 [Hz], ya que la de 100 [Hz] es debida al ruido eléctrico y es más fácil de cancelar. Las frecuencias que se abordan, 192 [Hz] y 384 [Hz] dependen del giro del motor y las vibraciones en el estator, por lo que son más difíciles de cancelar, porque son más variables.

9.6.3.1 Cancelación del nivel de ruido con control activo en el recinto exterior en la posición del motor en $x = 0$.

Frecuencia de 192 [Hz]

En las gráficas de las figuras 9.30 y 9.31 se muestran los niveles de presión sonora del motor para la frecuencia de 192 [Hz] aplicando el control activo y la reducción respecto a los niveles del motor encapsulado sin control descrito en la figura 9.20 para $x = 0$.

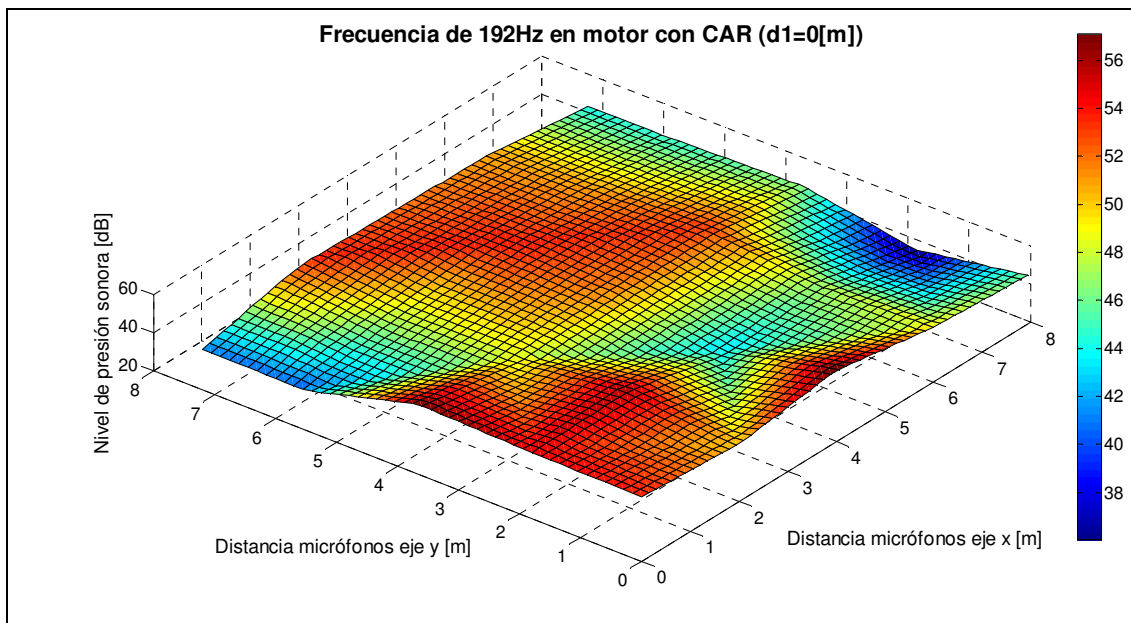


Fig. 9.30 Campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m] después del control activo.

De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global, ya que se cancela en 21 de los 25 puntos medidos lo que supone una reducción del 84%.

El nivel de presión sonora medio obtenido en el campo es de 49 [dB], lo que comporta una reducción de 4 [dB] respecto al obtenido con el motor encapsulado y de 2,5 [dB] respecto al mismo no encapsulado.

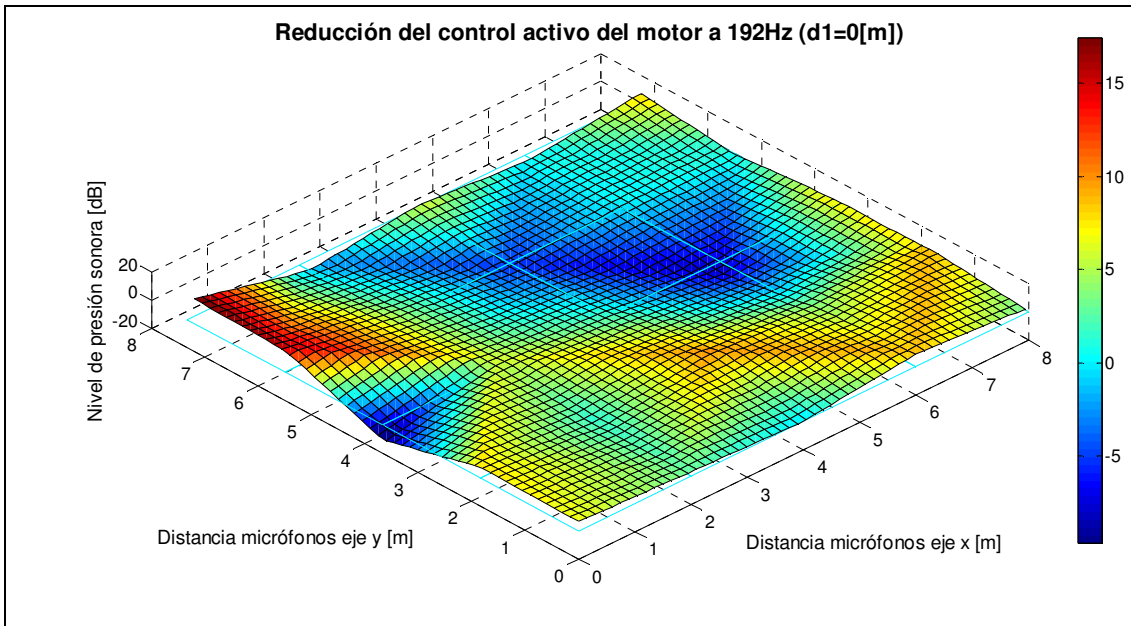


Fig. 9.31 Reducción en el recinto exterior campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m].

Frecuencia de 384 [Hz]

En las gráficas de las figuras 9.32 y 9.33 se muestran los niveles de presión sonora del motor para la frecuencia de **384 [Hz]** aplicando el control activo y la reducción respecto a los niveles del motor encapsulado sin control descrito en la figura 9.20 para $x = 0$.

De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global, ya que se cancela en 22 de los 25 puntos de medición, es decir, una reducción del 88%.

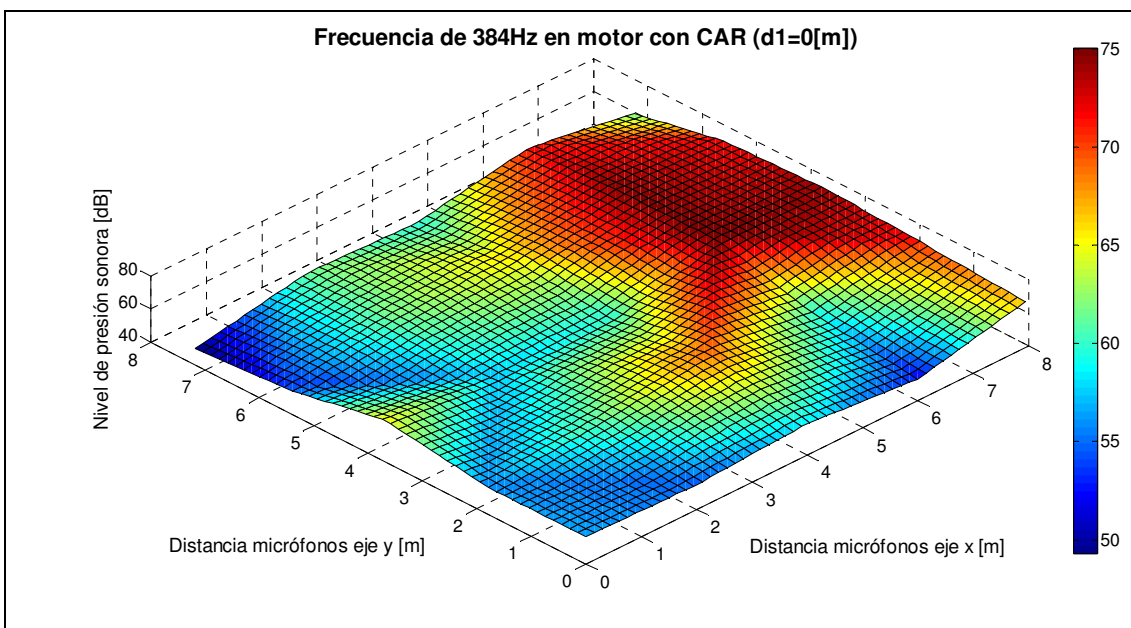


Fig. 9.32 Campo acústico a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ m después del control activo.

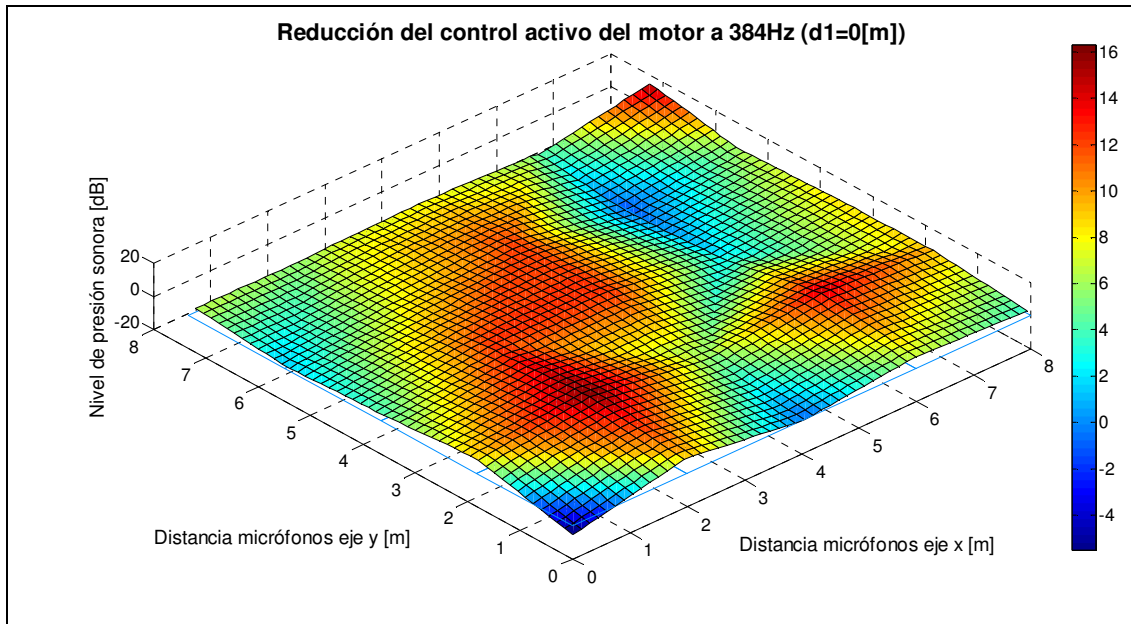


Fig. 9.33 Reducción en el recinto exterior campo acústico a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0$ [m].

El nivel de presión sonora medio, obtenido mediante una media aritmética de los valores puntuales en el campo es de 62,7 [dB], lo que comporta una reducción respecto al nivel de la fuente encapsulada sin control activo de 7,1 [dB].

9.6.3.2 Cancelación del nivel de ruido con control activo en el recinto exterior en la posición del motor de $x = 0,44$ [m].

Frecuencia de 192 [Hz]

En las gráficas de las figuras 9.34 y 9.35 se muestran los niveles de presión sonora del motor para la frecuencia de 192 [Hz] aplicando el control activo y la reducción respecto a los niveles del motor encapsulado sin control descrito en la figura 9.21 para $x = 0,44$ [m].

De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global, ya que se cancela en el 100% de los puntos de medición. Dicha reducción es bastante homogénea en todo el campo.

El nivel de presión sonora medio obtenido en el campo es de 46,3 [dB], lo que comporta una reducción respecto a la fuente no encapsulada de 5,2 [dB].

Se puede explicar esta mayor reducción tras el control activo en la posición del motor cercana al nodo de la frecuencia de 192 [Hz] no sólo por el descenso producido por el cambio de posición propiamente dicha sino a la homogeneidad de la cancelación en el interior del encapsulamiento como se desprende de la figura 9.21.

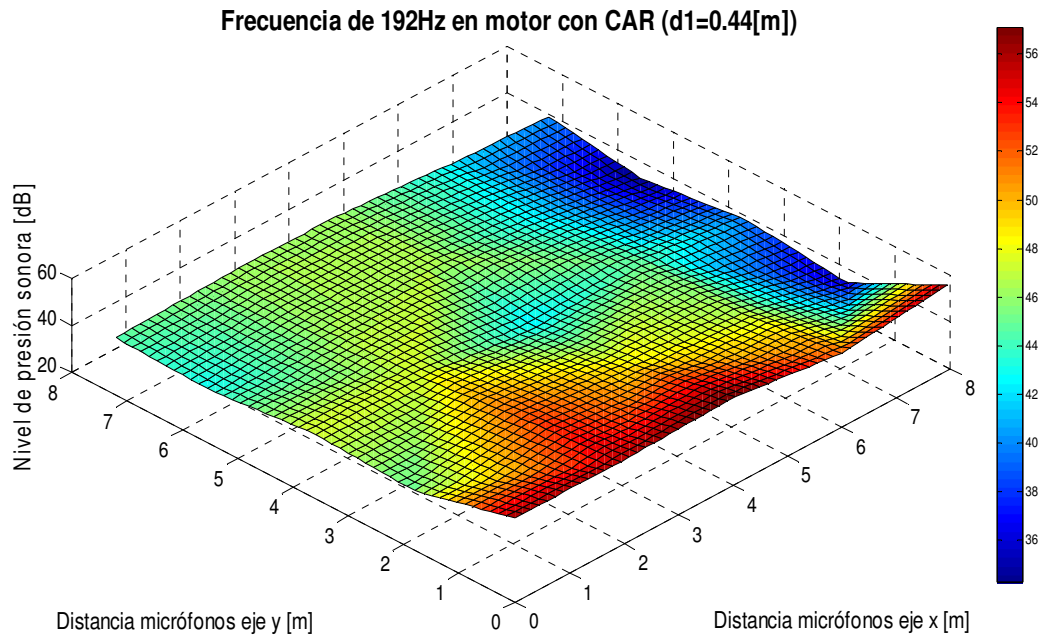


Fig. 9.34 Campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0,44$ [m] después del control activo.

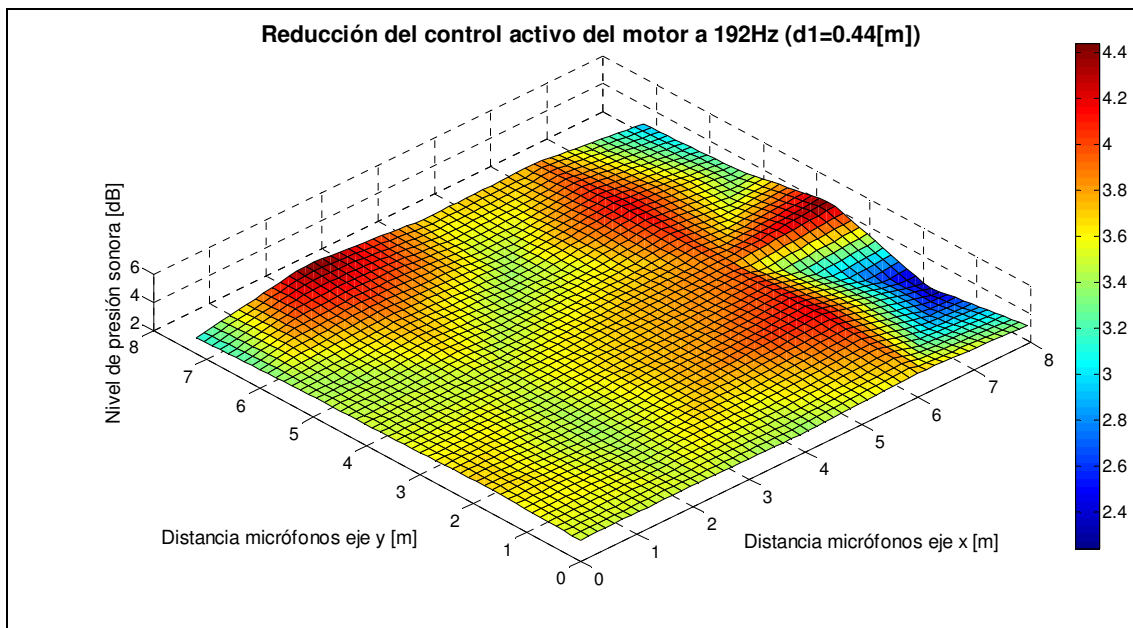


Fig. 9.35 Reducción en el recinto exterior para el campo acústico a 192Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0,44$ [m].

Frecuencia de 384 [Hz]

En las gráficas de las [figuras 9.36 y 9.37](#) se muestran los niveles de presión sonora del motor para la frecuencia de **384 [Hz]** aplicando el control activo y la reducción respecto a los niveles del motor encapsulado sin control descrito en la [figura 9.22](#) para $x = 0,44$ [m].

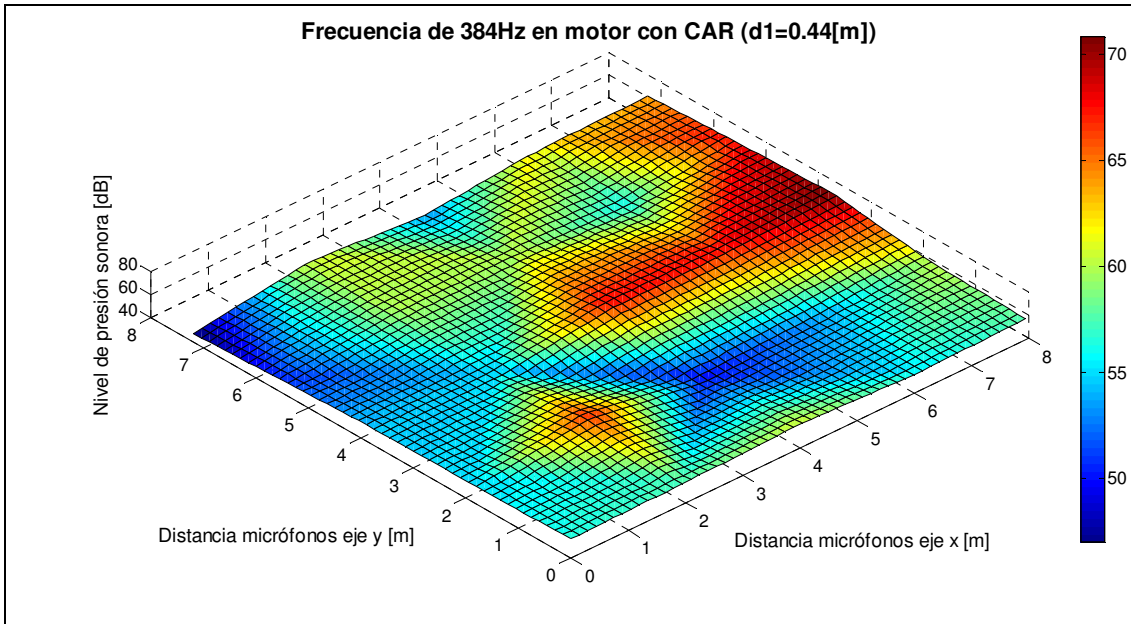


Fig. 9.36 Campo acústico a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0,44$ [m] después del control activo.

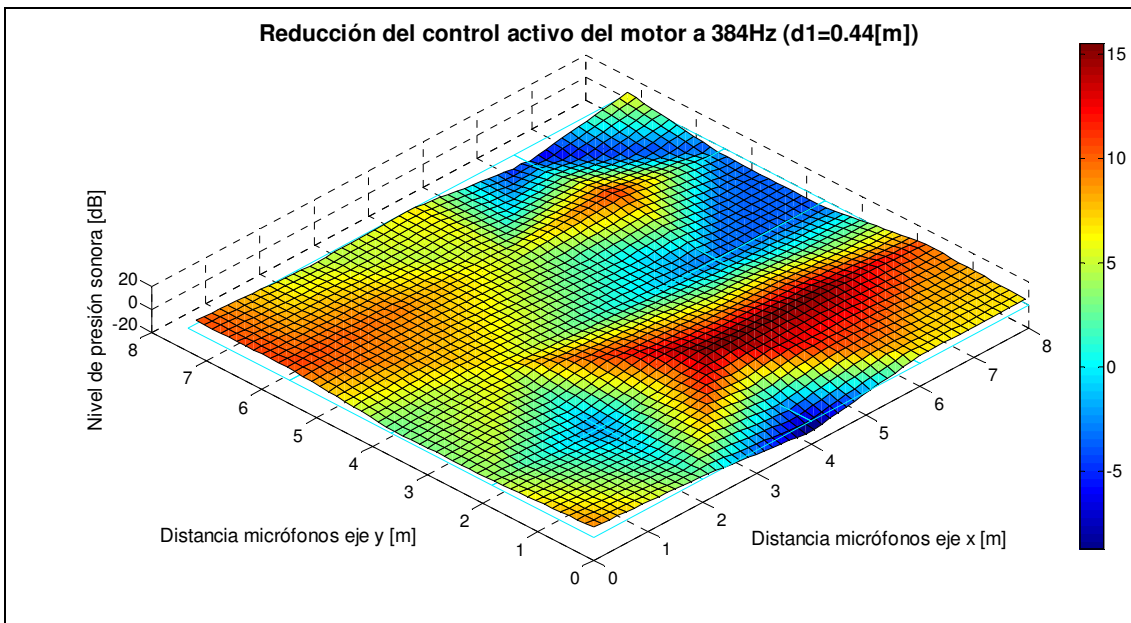


Fig. 9.37 Reducción en el recinto exterior a 384Hz producido por el motor encapsulado en la posición $x = 0,44$ [m].

De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global, ya que se cancela en 19 de los 25 puntos de medición, es decir, en un 76%.

El nivel de presión sonora medio obtenido en el campo es de 58,8 [dB], lo que comporta una reducción respecto al nivel de la fuente encapsulada sin control activo de 4,8 [dB]. Como el nivel de presión sonora de la fuente sin encapsular es de 64,2 [dB], la reducción respecto a la fuente no encapsulada a esta frecuencia es de 5,4 [dB].

De los resultados obtenidos se observa una reducción importante aunque con una distribución algo más heterogénea que a 192 [Hz] que puede deberse a que la frecuencia es más alta que ésta.

9.6.4 Análisis de los resultados obtenidos para la cancelación del ruido del motor.

A partir de los resultados experimentales se han elaborado dos tablas resumen comparativas, una a cada frecuencia propia, entre los valores medios de nivel de presión sonora (NPS) medidos en el recinto exterior con o sin control activo y su reducción respecto a los valores obtenidos sin control activo para el motor encapsulado y no encapsulado.

NIVELES DE PRESIÓN SONORA A 192 [Hz] CON MOTOR [dB]			
Posición x =0 [m]		Posición x =0,44 [m]	
Sin CAR (m. encapsulado)	53	Sin CAR (m. encapsulado)	50
Con CAR (m. encapsulado)	49	Con CAR (m. encapsulado)	46,3
Reducción respecto al NPS con m. encapsulado	- 4	Reducción respecto al NPS con m. encapsulado	- 3,7
Reducción respecto al NPS con m. sin encapsular	- 2,5	Reducción respecto al NPS con m. sin encapsular	- 5,2

Tabla 9.1 Niveles de presión sonora y reducción conseguida en el recinto exterior por control activo para una onda de 192 [Hz] emitida por un motor encapsulado y reducción respecto a este y al mismo no encapsulado.

Como se observa en la [tabla 9.1](#), para la frecuencia de 192 [Hz], en la posición x = 0,44 [m] existe una reducción mayor que para la posición x = 0 [m]. Se desprende también de la [figura 9.35](#) que dicha reducción es muy homogénea y en todos los puntos de campo. Se ha observado que la cancelación es global, ya que hay una reducción del NPS en el 100% de los puntos estudiados.

NIVELES DE PRESIÓN SONORA A 384 [Hz] CON MOTOR [dB]			
Posición $x = 0$ [m]		Posición $x = 0,44$ [m]	
Sin CAR (m. encapsulado)	69,8	Sin CAR (m. encapsulado)	63,6
Con CAR (m. encapsulado)	62,7	Con CAR (m. encapsulado)	58,8
Reducción respecto al NPS con m. encapsulado	- 7,1	Reducción respecto al NPS con m. encapsulado	- 4,8
Reducción respecto al NPS con m. sin encapsular	- 1,5	Reducción respecto al NPS con m. sin encapsular	- 5,4

Tabla 9.2 Niveles de presión sonora y reducción conseguida en el recinto exterior por control activo para una onda de 384 [Hz] emitida por un motor encapsulado y reducción respecto a este y al mismo no encapsulado.

En la [tabla 9.2](#), para 384 [Hz] también los resultados son más satisfactorios para la posición $x = 0,44$ [m].

En ambos casos se deduce que la mejor situación de una fuente de ruido encapsulada al realizar el control activo, es cerca de la posición correspondiente a un nodo de la frecuencia de emisión y que en ambos casos se obtiene una reducción respecto a la fuente sin encapsular, como se constata en las [tablas 9.1 y 9.2](#).

Una vez que se ha comprobado experimentalmente la bondad del procedimiento de reducción de ruido por encapsulamiento activo resulta fundamental modelizar el procedimiento para predecir teóricamente los resultados obtenidos y comprobar el rendimiento del control activo en un caso ideal (altavoces) y en un caso real (motor).

Este último aspecto es básico, ya que al desarrollar las ecuaciones del modelo se ha supuesto que la fuente es ideal (monopolar). Todo lo expuesto se va a desarrollar en el próximo capítulo.

10. COMPROBACIÓN DEL MODELO TEÓRICO Y CÁLCULO DEL RENDIMIENTO.

10.1 Introducción

El objetivo de este capítulo es la comprobación del modelo teórico para el control activo, obtenido en los capítulos anteriores para el caso de fuente monopolar emitiendo a una frecuencia pura, con el objeto de obtener el rendimiento. Para ello se han comparado los valores teóricos hallados para una fuente monopolar con los obtenidos con el motor para obtener el rendimiento del control.

El objeto de la obtención de dicho rendimiento es el de poder predecir, a partir de unos parámetros iniciales del sistema y su modelo teórico, el resultado del control activo de una fuente real encapsulada.

En este caso se ha realizado el cálculo solamente para la frecuencia de 192 [Hz], para no entorpecer la comprensión del estudio con demasiados datos, aunque la metodología sería la misma para cualquier frecuencia de emisión.

Se ha escogido el subíndice 1 para la tapa más cercana al motor ($x = 0$) y el subíndice 2 para la tapa opuesta ($x = L$). Así mismo se refiere como d_1 la distancia de la fuente primaria, y d_2 la distancia de la fuente secundaria, al extremo más cercano al motor.

10.2 Parámetros iniciales

Los parámetros iniciales del sistema que se utilizan como entradas en el modelo son:

Características del material y dimensiones definidas del encapsulamiento.

Espectro de la fuente para determinar las frecuencias fundamentales.

Potencia acústica de la fuente sonora (o mediciones de presión acústica interiores en un encapsulamiento determinado).

La IL calculada teórica del encapsulamiento en función de la frecuencia.

Características y dimensiones del recinto (exterior).

10.3 Modelo teórico en el interior del encapsulamiento

Las expresiones que definen el campo acústico en el interior de un encapsulamiento vienen dadas por la [ecuación 6.30](#) aguas abajo

$$p(x,t) = \frac{|q(d)|\rho_0 c}{2S} \left\{ \frac{(1+|R_1|^2|R_2|^2)\text{sen}k(d-x) + |R_1|(1+|R_2|^2)\text{sen}(k(d+x) - \chi_1)}{(1+|R_1|^2|R_2|^2) - 2|R_1||R_2|\cos(2kL - \chi_1 - \chi_2)} + \frac{|R_2|(1+|R_1|^2)\text{sen}(k(2L-d-x) - \chi_2) + 2|R_1||R_2|\text{sen}(k(2L-d+x) - \chi_1 - \chi_2)}{(1+|R_1|^2|R_2|^2) - 2|R_1||R_2|\cos(2kL - \chi_1 - \chi_2)} \cos(\omega t) \right\} 0 \leq x \leq d$$

y por la ecuación 6.31 aguas arriba

$$p(x,t) = \frac{|q(d)|\rho_0 c (1+|R_1|^2|R_2|^2)\text{sen}k(x-d) + |R_1|(1+|R_2|^2)\text{sen}(k(d+x) - \chi_1)}{2S(1+|R_1|^2|R_2|^2) - 2|R_1||R_2|\cos(2kL - \chi_1 - \chi_2)} + \frac{|R_2|(1+|R_1|^2)\text{sen}(k(2L-d-x) - \chi_2) + 2|R_1||R_2|\text{sen}(k(2L+d-x) - \chi_1 - \chi_2)}{(1+|R_1|^2|R_2|^2) - 2|R_1||R_2|\cos(2kL - \chi_1 - \chi_2)} \cos(\omega t) \Bigg\} d \leq x \leq L$$

Donde se aplican los valores de impedancia de las tapas del encapsulamiento R_1 , R_2 , χ_1 , χ_2 , hallados experimentalmente (ver apartado 5.3.3), aunque pueden encontrarse también teóricamente (ver apartado 5.3.2). Los valores hallados en este caso son $R_1 = 0,93$, $R_2 = 0,98$, $\chi_1 = -0,03$ [rad] y $\chi_2 = -0,05$ [rad].

Se ha definido el poder de la fuente calculado para conseguir los valores experimentales obtenidos, aunque podría deducirse a partir de la potencia acústica de la fuente.

Teóricamente el poder de la fuente es inalterable para una misma posición [67] y en este caso es aproximadamente igual a $q = 0,00002$ [m³/s]

Suponiendo los mismos valores de impedancia para las frecuencias de 100 [Hz] y 384 [Hz], y considerando sólo las tres frecuencias fundamentales de emisión, se obtiene de la ecuación 6.30 y de la ecuación 6.31 la gráfica de la figura 10.1.

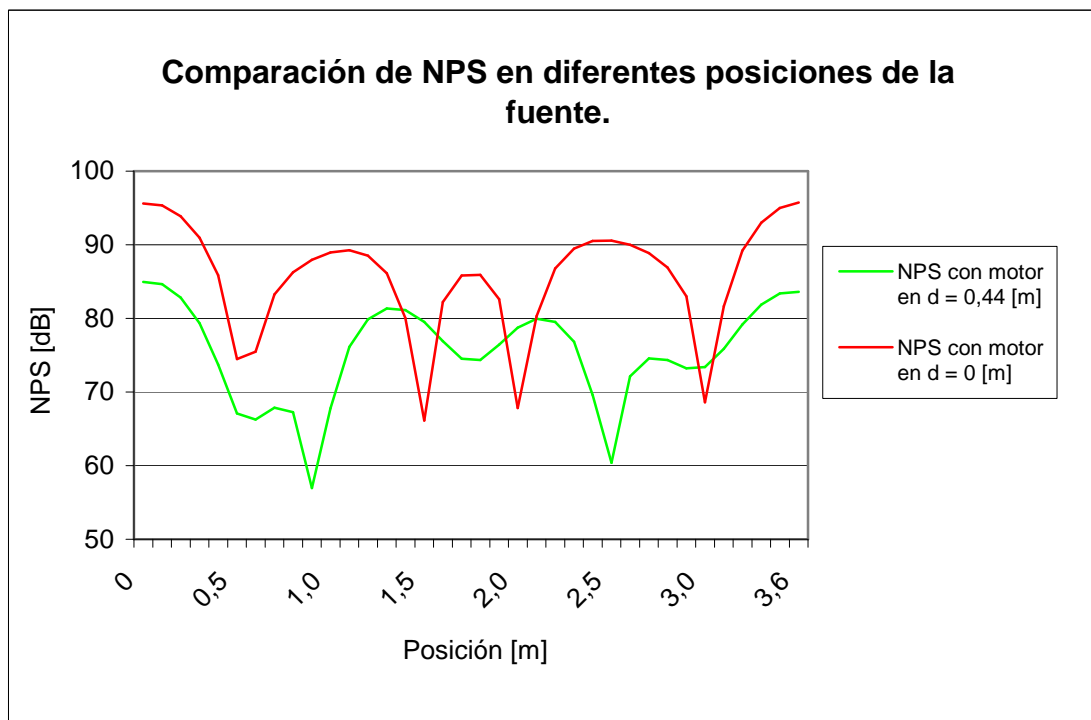


Fig. 10.1 Comparación de los niveles de presión sonora teóricos según la posición de la fuente (motor) en el encapsulamiento sin aplicar CAR.

Para la frecuencia estudiada se ha procedido en el apartado 5.4.4 a calcular experimentalmente la pérdida por inserción a la frecuencia de 192 [Hz] para el

encapsulamiento estudiado en ambas tapas. En la tapa1 es $IL= 7,02$ [dB] y en la tapa2 es $IL= 6,15$ [dB].

10.4 Estudio teórico para una de las frecuencias fundamentales del motor: 192 [Hz]

En este primer caso se supone el motor como una fuente monopolar que emite a las frecuencias fundamentales del motor que son: 100, 192 y 384 [Hz]. En este estudio teórico se tratará únicamente la frecuencia de 192 [Hz] ya que es la que aporta mayor presión sonora. Para facilitar la comprensión se ha estudiado por separado la posición de la fuente primaria $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = 0,44$ [m].

10.4.1 Estudio teórico para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0$.

Se estudiará en primer lugar la onda teórica en el interior del encapsulamiento y posteriormente en el recinto exterior, tanto sin control como con control activo para la posición de la fuente $d_1=0$.

10.4.1.1 Estudio teórico en el interior del encapsulamiento para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0$.

La onda estacionaria que se forma en el interior del encapsulamiento viene dada por la ecuación 6.30. Se aplican los valores de impedancia de las tapas del encapsulamiento R_1, R_2, χ_1, χ_2 y el poder de la fuente hallado anteriormente. La gráfica obtenida para todas las frecuencias suponiendo mismos valores de impedancias para todas las frecuencias se representa en la figura 10.2.

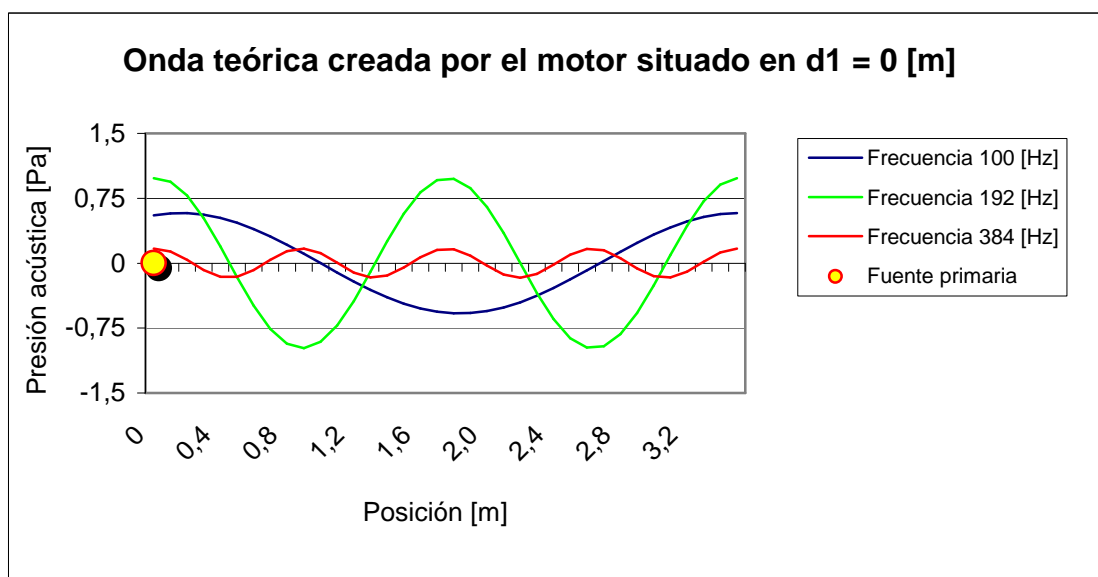


Fig. 10.2 Ondas fundamentales teóricas del motor eléctrico situando el motor en $d_1 = 0$ [m].

Agrupando las ondas teóricas fundamentales del ruido producido por el motor se obtiene la [figura 10.3](#).

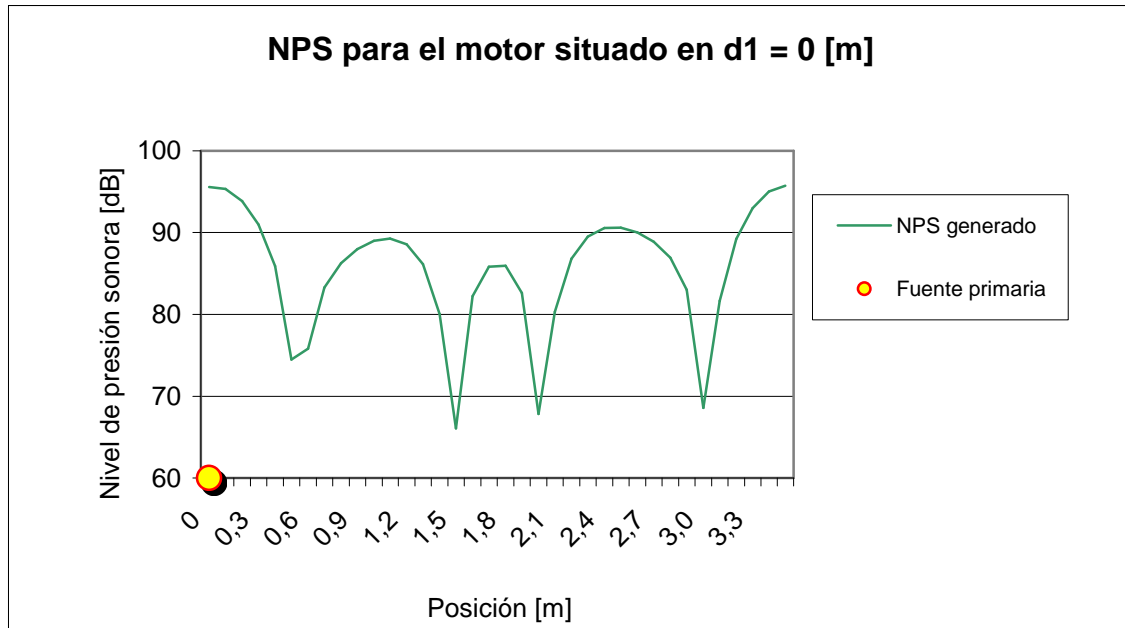


Fig. 10.3 Nivel de presión sonora teórico producido por el motor en el interior del encapsulamiento en la posición $d = 0$ [m] suponiendo que actúan sólo las frecuencias fundamentales: 100, 192 y 384 [Hz].

Una vez obtenidos los niveles de presión sonora teóricos en el interior del encapsulamiento, se calcula a partir de la [ecuación 5.7](#) los valores de reflexión de las tapas en forma compleja.

$$\tilde{R}_1 = 0,93e^{-0,03j} = 0,929 + 0,027j$$

$$\tilde{R}_2 = 0,97e^{-0,05j} = 0,968 + 0,05j$$

Se deducen a partir de la [ecuación 5.30](#) y los valores teóricos obtenidos en la [figura 10.3](#) para los extremos $|p(x=0)| = 1,703$ [Pa] = 95,6 [dB] y $|p(x=L)| = 1,730$ [Pa] = 95,7 [dB], las amplitudes de las ondas incidentes en las tapas. Con la hipótesis de que se emite a una frecuencia de resonancia, para simplificar el problema, se supondrá que la onda incidente es real.

$$\tilde{A}_1 = A_1 = \frac{|p(x=0)|}{\sqrt{(1 + R_1^{real})^2 + (R_1^{imag})^2}} = 0,882 Pa$$

$$\tilde{A}_2 = A_2 = \frac{|p(x=L)|}{\sqrt{(1 + R_2^{real})^2 + (R_2^{imag})^2}} = 0,879 Pa$$

Se calcula a continuación a partir de la [ecuación 5.25](#) la magnitud compleja de la onda reflejada en ambas tapas [Pa].

$$\tilde{B}_1 = \tilde{R}_1 A_1 = 0,8193 + 0,0238j$$

$$\tilde{B}_2 = \tilde{R}_2 A_2 = 0,8508 + 0,0439j$$

A partir de la ecuación 5.27 es posible averiguar la velocidad de vibración de la fuente de ruido en ambas direcciones suponiendo que se trata de dos fuentes monopulares.

$$\tilde{u}_{01} = \frac{\tilde{A}_1 - \tilde{B}_1}{\rho_0 c} = 0,00015 - 0,00006j \text{ (m/s)}$$

$$\tilde{u}_{02} = \frac{\tilde{A}_2 - \tilde{B}_2}{\rho_0 c} = 0,00007 - 0,00011j \text{ (m/s)}$$

Para calcular la velocidad de vibración de las tapas se partirá de las pérdidas de inserción que se han obtenido experimentalmente y que son: $IL_1=7,02[\text{dB}]$ y $IL_2=6,15[\text{dB}]$ para la frecuencia de 192 [Hz], que es la que aporta mayor amplitud.

$$|\tilde{v}_1| = 0,445 |\tilde{u}_{01}| = 0,000072 \text{ (m/s)}$$

$$|\tilde{v}_2| = 0,492 |\tilde{u}_{02}| = 0,000064 \text{ (m/s)}$$

Finalmente se pueden obtener los valores teóricos del poder de las fuentes en las tapas suponiendo que se tratan de fuentes monopulares de superficie $S = 0,32 \times 0,32 \text{ [m}^2\text{]}$ a la frecuencia de 192 [Hz].

$$q_1 = 2S |v_1| = 0,000015 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

$$q_2 = 2S |v_2| = 0,000013 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

Estos valores son los poderes calculados en el encapsulamiento considerando que sólo se emite en las tapas. Este hecho no es cierto ya que como se muestra en la figura 5.23, al tratarse de una caja además de emitir en las tapas lo hace a 1/3 de su extremo, con aproximadamente la misma potencia que en las tapas debido a la vibración.

Posición del motor [m]	Poder de las fuentes equivalentes (q) [m3/s]		
	Tapa: x = 0 [m]	Posición: x = 1,18 [m]	Tapa: x = 3,55 [m]
$d_1 = 0$			
Sin CAR	0,000015	0,000015	0,000013

Tabla 10.1 Poder de las fuentes equivalentes al encapsulamiento sin CAR.

10.4.1.2 Estudio teórico en el recinto exterior para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0$.

El campo acústico en un recinto cerrado producido por unas fuentes situadas en su interior viene dado, según la formulación modal, por la ecuación 6.57.

Dicha ecuación expresa la presión acústica en función de los modos propios del recinto y el poder de la fuente que lo excita. Se estudiará solamente la frecuencia de 192 [Hz] ya que se conoce los valores de IL teórica y experimentalmente.

Se parte de la hipótesis que a 192 [Hz] el encapsulamiento irradia sólo en las tapas y a 1/3 de este, por lo que lo se sustituye por tres fuentes puntuales cuyo poder es el calculado y enunciado en la [tabla 10.1](#).

Dicha hipótesis se ha basado en el estudio de la potencia acústica generada por el encapsulamiento y en el cálculo de sus modos de vibración a las frecuencias fundamentales, descritos ya con anterioridad y en antiguos estudios de simulación de potencia acústica en maquinaria industrial [83] llevados a cabo por el laboratorio de acústica.

Otro parámetro fundamental es el del coeficiente de aislamiento dado en la [ecuación 6.53](#), en función del coeficiente de absorción α del recinto. Como la mayoría del recinto está compuesto por paredes y placas de yeso, se supondrá que el coeficiente de absorción del recinto es próximo al del yeso que es inferior a 0,1 para todas las frecuencias de emisión superiores a 100 [Hz] según las referencias [84] y aproximadamente de 0,05. A partir de dicho valor se obtiene el valor del coeficiente de aislamiento para este recinto cuyo valor es de $\zeta_n = 0,004$.

Se ha calculado la contribución de cada uno de los modos a la frecuencia de 192 [Hz], teniendo en cuenta todos los modos inferiores y los superiores más próximos En la [figura 10.4](#) se muestra el campo teórico obtenido.

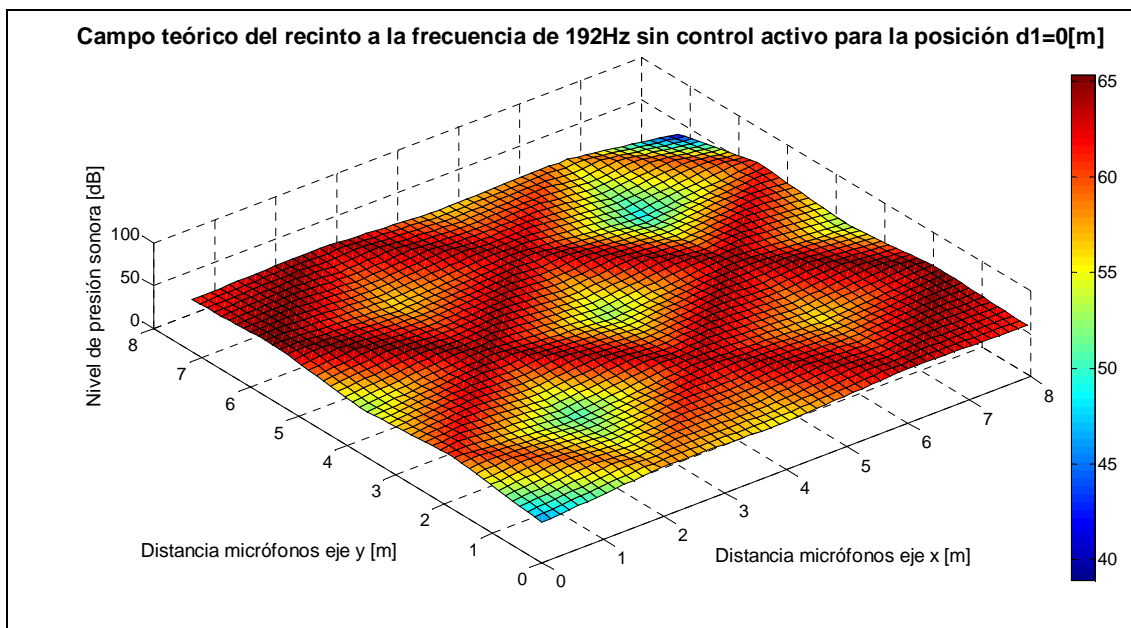


Fig. 10.4 Gráfica del campo teórico en el recinto exterior a 192 Hz para la posición de la fuente encapsulada de $x = 0$ [m] obtenido a partir de la formulación modal.

La representación de los valores obtenidos sólo se muestran en el plano $z = 1.7$ [m], ya que es el plano donde se han situado los micrófonos de monitorización y por tanto es en dichos puntos donde se establece la comparación entre los valores teóricos y reales.

El nivel de presión sonora medio es de 57,4 [dB] respecto a los 55,2 [dB] obtenido experimentalmente mediante un altavoz o 53 [dB] obtenido con el motor.

Si se compara el campo acústico teórico con el experimental, tanto del motor como del altavoz, se observan ciertas diferencias en la forma del campo, seguramente inducida por la no homogeneidad del recinto.

A modo de ejemplo, para explicar esta falta homogeneidad, piénsese que el campo con alta densidad modal, como a 192 [Hz] en el recinto exterior, puede variar por el hecho de añadir o cambiar de posición de un objeto dentro del recinto. Puede entenderse entonces que cualquier elemento situado en éste puede alterar los resultados obtenidos. Esta es la ventaja de realizar el control activo en el interior del encapsulamiento, con baja densidad modal, que no se depende de los elementos del campo exterior.

10.4.1.3 Estudio teórico con control activo a la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0$ y la fuente secundaria en la posición $d_2 = L$

Para estudiar el control activo teórico sobre el motor, se sitúa la fuente de control en $d_2 = L = 3,55$ [m] y se calcula la reducción del valor del poder de las fuentes equivalentes del encapsulamiento. Este podría ser el caso de una máquina que está en el interior de un encapsulamiento, en resonancia y donde se quiere eliminar dicha resonancia (ver apartado 7.3.2, Caso1). Se escoge en este caso: $q_s = -q_p$. El resultado de la reducción debida al CAR se muestra en la figura 10.5.

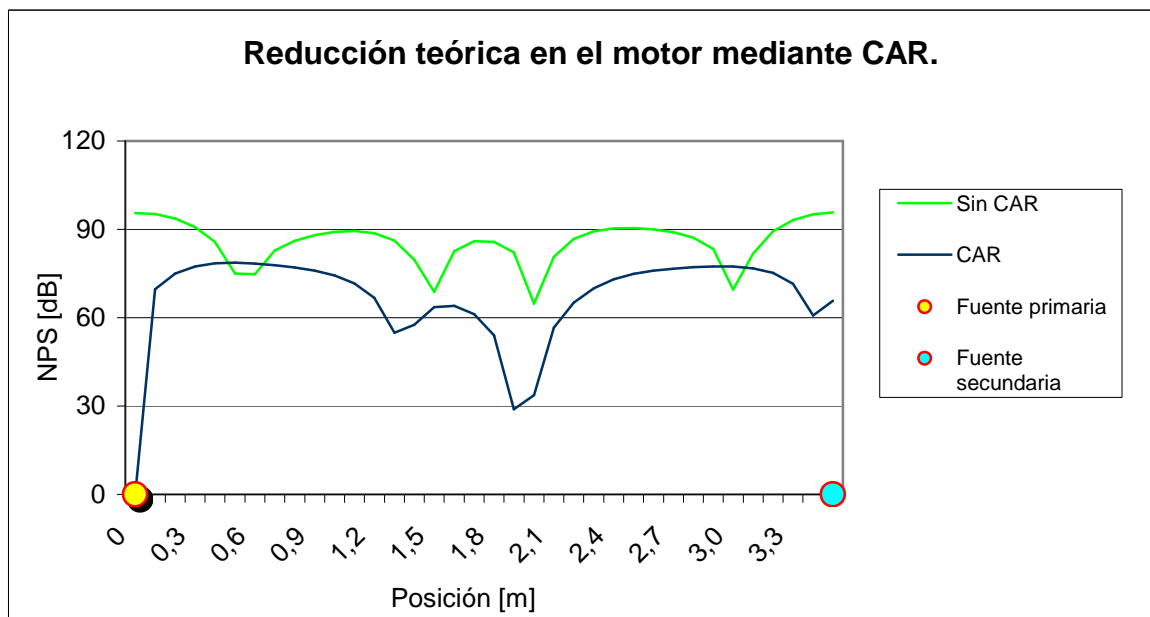


Fig. 10.5 Comparación del nivel de presión sonora teórico producido por el motor en el interior del encapsulamiento utilizando o desconectando el control activo para $d_1 = 0$ [m].

Para calcular los nuevos valores del poder de las fuentes se procede de forma idéntica a la que se ha realizado en el apartado 10.4.1.1.

Obsérvese que en esta ocasión, teóricamente en una de las tapas no hay vibración, ya que la amplitud es cero. En la práctica esta afirmación no es cierta, debido a que el cajón vibra igualmente y a que existen otros modos de vibración también excitados.

Se ha observado experimentalmente que en el punto central ($x = L/3$) no hay emisión de potencia tras la aplicación del control.

En la [tabla 10.2](#) se muestran los poderes equivalentes en las tapas y el punto a $L/3$.

Posición del motor [m]	Poder de las fuentes equivalentes (q) [m3/s]		
	Tapa: x = 0 [m]	Posición: x = 1,18 [m]	Tapa: x = 3,55 [m]
d ₁ = 0			
Con CAR	0,000005	0	0,000002

Tabla 10.2 Poder de las fuentes equivalentes al encapsulamiento con CAR.

Si se sustituyen los poderes equivalentes en las tapas por los obtenidos experimentalmente con el motor (ver [tabla 10.2](#)), se obtiene una reducción global como la que se muestra en la [figura 10.6](#).

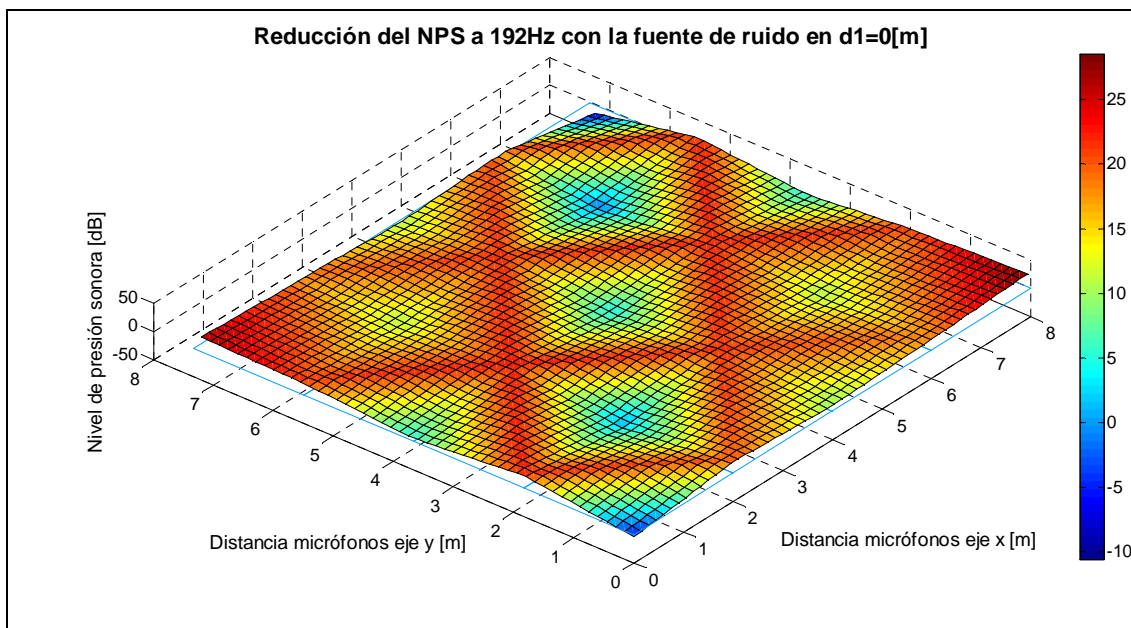


Fig. 10.6 Reducción teórica del ruido generado por el motor a la frecuencia de 192Hz para $x = 0$ [m] aplicando el control activo de ruido.

Como se observa en la [figura 10.6](#) la reducción es global, ya que sólo se aprecian 3 puntos donde el nivel de ruido aumenta. La reducción media teórica es de **13,8 [dB]** en el recinto respecto al nivel inicial teórico, siendo el nivel final promedio de **43,6 [dB]**.

La reducción teórica conseguida es mayor a la reducción media que se consigue experimentalmente con el motor con el control activo. Como se ha visto en el apartado anterior, con el motor se consigue una reducción media global a 192 [Hz] de 4 [dB], hasta un nivel final de 49 [dB] con también 3 puntos donde el nivel aumenta.

Comparando los niveles finales obtenidos teóricamente y experimentalmente se observa que difieren en un factor de 1,12. El rendimiento de la reducción para $d = 0$ [m] es de aproximadamente un **89%** respecto al valor teórico.

Para $d = 0$ [m] y $f = 192$ [Hz].

$$NPS_{Final}^{Real} = \frac{NPS_{Final}^{Teorico}}{\eta_{red}} \quad \text{Donde} \quad \eta_{red} = 0,89 \quad (10.1)$$

10.4.2 Estudio teórico para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0,44$ [m].

Se estudiará en primer lugar la onda teórica generada por el motor en el interior del encapsulamiento y posteriormente en el recinto exterior, tanto sin control como con control activo para la posición de la fuente $d_1 = 0,44$ [m].

10.4.2.1 Estudio teórico en el interior del encapsulamiento para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0,44$ [m]

La onda que se emite en el interior del encapsulamiento viene dada por la [ecuación 6.30](#). Se aplican los valores de impedancia de las tapas del encapsulamiento R_1, R_2, χ_1, χ_2 y el poder de la fuente hallado anteriormente. La gráfica obtenida para todas las frecuencias suponiendo los mismos valores de impedancias para todas las frecuencias se representa en la [figura 10.7](#).

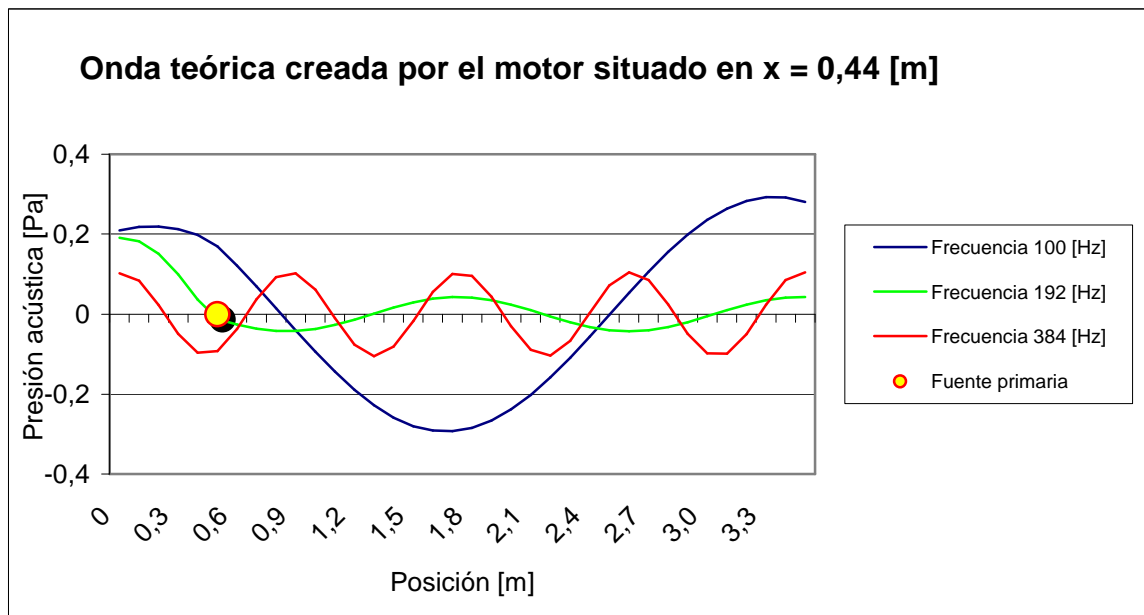


Fig. 10.7 Ondas fundamentales teóricas del motor eléctrico situando el motor en $d_1 = 0,44$ [m].

Agrupando las ondas teóricas fundamentales del ruido producido por el motor se obtiene la [figura 10.8](#).

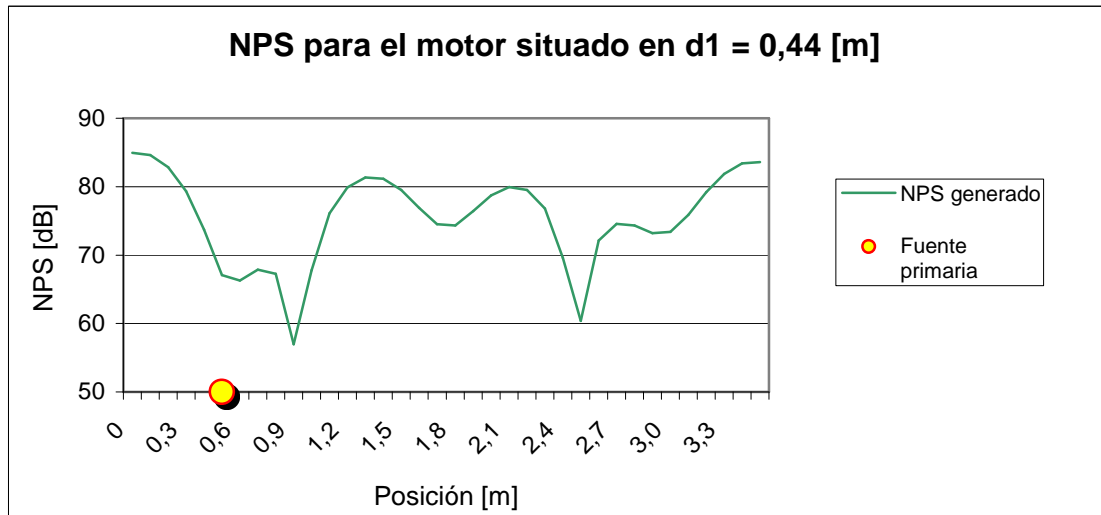


Fig.10. 8 Nivel de presión sonora teórico producido por el motor en el interior del encapsulamiento en la posición $d = 0,44$ [m] suponiendo que actúan sólo las frecuencias fundamentales: 100, 192 y 384 [Hz]

Se halla a partir de la ecuación 5.7 y de los valores teóricos obtenidos en la figura 10.8 para los extremos $|p(x=0)| = 0,501$ [Pa] = 85 [dB] y $|p(x=L)| = 0,427$ [Pa] = 83,6 [dB], las amplitudes de las ondas incidentes en las tapas. Con la hipótesis de que se emite a una frecuencia de resonancia, para simplificar el problema, se supondrá que la onda incidente es real.

$$\tilde{A}_1 = A_1 = \frac{|p(x=0)|}{\sqrt{(1+R_1^{real})^2 + (R_1^{imag})^2}} = 0,259 Pa$$

$$\tilde{A}_2 = A_2 = \frac{|p(x=L)|}{\sqrt{(1+R_2^{real})^2 + (R_2^{imag})^2}} = 0,217 Pa$$

Se calcula a continuación a partir de la ecuación 5.25 la magnitud compleja de la onda reflejada en ambas tapas [Pa].

$$\tilde{B}_1 = \tilde{R}_1 A_1 = 0,2406 + 0,0069 j$$

$$\tilde{B}_2 = \tilde{R}_2 A_2 = 0,2100 + 0,0108 j$$

A partir de la ecuación 5.27 es posible averiguar la velocidad de vibración de la fuente de ruido en ambas direcciones suponiendo que se trata de dos fuentes monopulares.

$$\tilde{u}_{01} = \frac{\tilde{A}_1 - \tilde{B}_1}{\rho_0 c} = 0,00004 - 0,00002 j \text{ (m/s)}$$

$$\tilde{u}_{02} = \frac{\tilde{A}_2 - \tilde{B}_2}{\rho_0 c} = 0,00002 - 0,00003 j \text{ (m/s)}$$

Para calcular la velocidad de vibración de las tapas para 192 [Hz] se parte de las pérdidas de inserción que se han obtenido experimentalmente, aunque las teóricas son de $IL_1=31,3$ [dB] y $IL_2=31,4$ [dB] (ver apartado 5.4.4) las obtenidas experimentalmente son de $IL_1=16,4$ [dB] y $IL_2=21,3$ [dB] en este caso.

$$|\tilde{v}_1| = 0,15 |\tilde{u}_{01}| = 0,000007 \text{ (m/s)}$$

$$|\tilde{v}_2| = 0,09 |\tilde{u}_{02}| = 0,000003 \text{ (m/s)}$$

Finalmente para 192 [Hz] se pueden obtener los valores teóricos del poder de las fuentes en las tapas suponiendo que se tratan de fuentes monopulares de superficie $S = 0,32 \times 0,32 \text{ [m}^2\text{]}$.

$$q_1 = 2S |v_1| = 0,000002 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

$$q_2 = 2S |v_2| = 0,000001 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

Se obtienen de esta forma los poderes equivalentes del encapsulamiento considerando que sólo se emite en las tapas. Esto no es cierto ya que como puede verse en la [figura 5.23](#) al tratarse de una caja además de emitir en las tapas, lo haría a 1/3 de su extremo, con aproximadamente la misma potencia que en el valor máximo del poder de ambas tapas, por lo que se añade dicha potencia.

Posición del motor [m]	Poder de las fuentes equivalentes (q) [m3/s]		
	Tapa: x = 0 [m]	Posición: x = 1,18 [m]	Tapa: x = 3,55 [m]
d ₁ = 0,44 [m]			
Sin CAR	0,000002	0,000002	0,000001

Tabla 10.3 Poder de las fuentes equivalentes al encapsulamiento sin CAR en posición $d = 0,44 \text{ [m]}$.

Como se emite a 100, 192 y 384 [Hz], la vibración del tubo será diferente a cada frecuencia.

10.4.2.2 Estudio teórico en el recinto exterior para la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0,44 \text{ [m]}$.

El campo acústico en un recinto cerrado producido por unas fuentes situadas en su interior viene dado, según la formulación modal, por la [ecuación 6.57](#).

Dicha ecuación expresa la presión acústica en función de los modos propios del recinto y el poder de la fuente que lo excita. Se estudiará solamente la frecuencia de 192 [Hz] ya que se conocen los valores de IL teórica y experimental.

Se parte de la hipótesis que a 192 [Hz] el encapsulamiento irradia sólo en las tapas y a 1/3 de este, por lo que lo se sustituye por tres fuentes puntuales cuyo poder es el calculado y enunciado en la [tabla 10.3](#) que se ha determinado para el caso en que el motor esté situado en la posición $x = 0,44 \text{ [m]}$.

Dicha hipótesis se ha basado en el estudio de la potencia acústica generada por el encapsulamiento y en el cálculo de sus modos de vibración a las frecuencias fundamentales, descritos ya con anterioridad y en antiguos estudios de simulación de

potencia acústica en maquinaria industrial [83] llevados a cabo por el laboratorio de acústica.

Otro parámetro fundamental es el del coeficiente de aislamiento de la ecuación 6.53 que viene dado en función del coeficiente de absorción α del recinto. Como la mayoría del recinto está compuesto por paredes y placas de yeso, se supondrá que el coeficiente de absorción del recinto es próximo al del yeso que es inferior a 0,1 para todas las frecuencias de emisión superiores a 100 [Hz] según las referencias [84] y aproximadamente de 0,05. A partir de dicho valor se obtiene el valor del coeficiente de aislamiento para este recinto cuyo valor es de $\zeta_n = 0,004$. Posteriormente, se ha calculado la contribución de cada uno de los modos a la frecuencia de 192 [Hz] teniendo en cuenta todos los modos inferiores y los superiores más próximos.

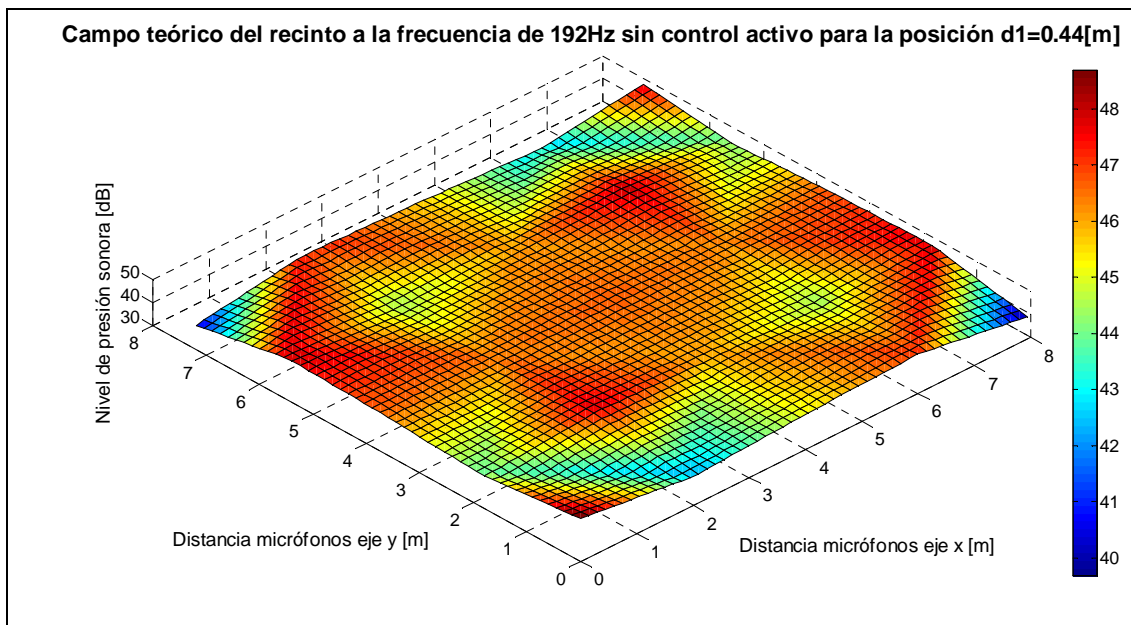


Fig. 10.9 Campo teórico en el recinto exterior a 192 Hz para el motor encapsulado en la posición $x=0,44$ [m] obtenido a partir de la formulación modal.

La representación de los valores obtenidos sólo se muestran en el plano $z = 1.7$ [m], ya que es el plano donde se han situado los micrófonos de monitorización y por tanto es en dichos puntos donde se establece la comparación entre los valores teóricos y reales.

El nivel de presión sonora medio obtenido a partir de la formulación modal es de 45,6 [dB] respecto a los 49,9 [dB] obtenido experimentalmente mediante un altavoz o 49,9 [dB] obtenido con el motor.

Si se compara el campo acústico teórico con el experimental, tanto del motor como del altavoz, se observan ciertas diferencias en la forma del campo, seguramente inducida por la no homogeneidad del recinto. Como se ha comentado anteriormente este hecho no influirá en el control activo ya que se realiza en el interior del encapsulamiento donde se corresponden las formas de los campos acústicos teóricos y experimentales.

10.4.2.3 Estudio teórico con control activo a la frecuencia de 192 [Hz], situando el motor en $d_1 = 0,44$ [m] y la fuente secundaria en la posición $d_2 = L$

Para realizar el control activo teórico se sitúa la fuente de control en $d_2 = L = 3,55$ [m] y se calcula la reducción y su efecto sobre el valor del poder de las fuentes que emiten en el encapsulamiento.

Este, por ejemplo, es el caso de una máquina que está en un encapsulamiento en resonancia y se quiere eliminar dicha resonancia (ver apartado 7.3.2, Caso3) situando la fuente primaria cerca del nodo de la frecuencia fundamental, es decir para la posición de altavoz primario en $0 < d_1 < \lambda/4$ y del secundario en $d_2 = L$.

Se escoge en este caso: $q_s = -q_p \cos kd_1$.

Para calcular los nuevos valores del poder de las fuentes se procede de forma idéntica a la que se ha realizado en el apartado 10.4.2.1.

Obsérvese que en esta ocasión, teóricamente en una de las tapas no hay vibración, ya que la amplitud es cero. En la práctica esta afirmación no es cierta, debido a que el cajón vibra igualmente y a que existen otros modos de vibración también excitados. Se ha observado experimentalmente que en el punto central ($x = L/3$) no hay emisión de potencia.

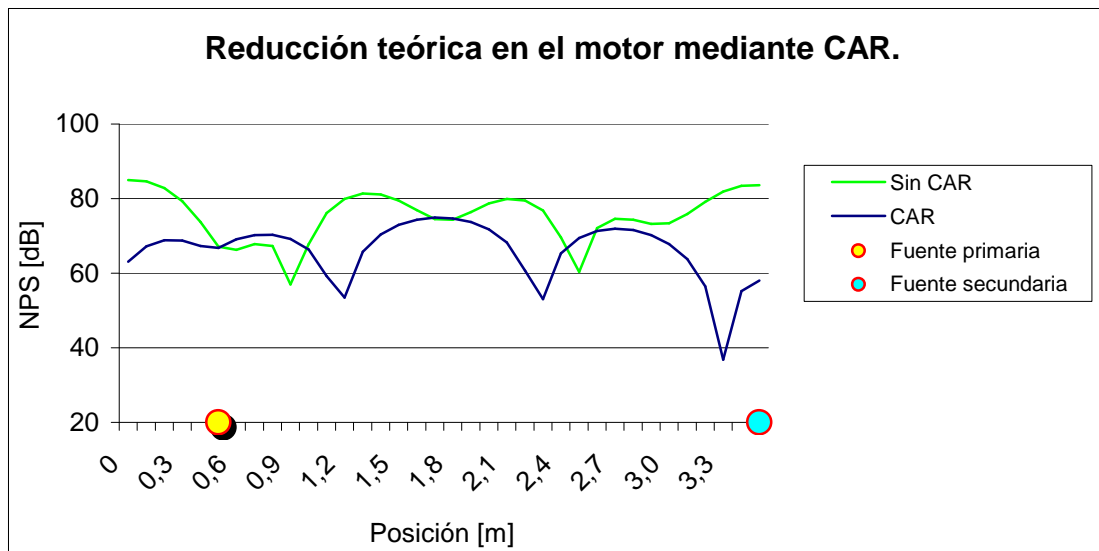


Fig. 10.10 Comparación del nivel de presión sonora teórico producido por el motor en el interior del encapsulamiento utilizando o desconectando el control activo para $d_1 = 0,44$ [m].

En la tabla 10.4 se muestran los poderes equivalentes en las tapas y el punto a $L/3$.

Posición del motor [m]	Potencia de la fuentes equivalentes (q) [m3/s]		
	Tapa: x = 0 [m]	Posición: x = 1,18 [m]	Tapa: x = 3,55 [m]
d ₁ = 0,44 [m]	0,0000015	0	0,0000009

Tabla 10.4 Poder de las fuentes equivalentes al encapsulamiento con CAR.

Se sustituyen los poderes equivalentes en las tapas por los obtenidos experimentalmente con el motor (ver [tabla 10.4](#)), y se obtiene una reducción global como la que se muestra en la [figura 10.10](#).

Como se observa en la [figura 10.10](#) la reducción teórica es global, ya que se reduce el ruido en todos los puntos. La reducción media teórica es de **10,6 [dB]** en el recinto respecto al nivel inicial teórico, siendo el nivel final promedio de **35 [dB]**.

Como se analizará posteriormente, la reducción teórica es mayor a la reducción media que se consigue experimentalmente con el altavoz o con el motor.

Como se ha visto en el apartado anterior, con el motor se consigue una reducción media global a 192 [Hz] de 3,6 [dB], siendo el nivel medio final de 46,3 [dB] con una cancelación en todos los puntos de control.

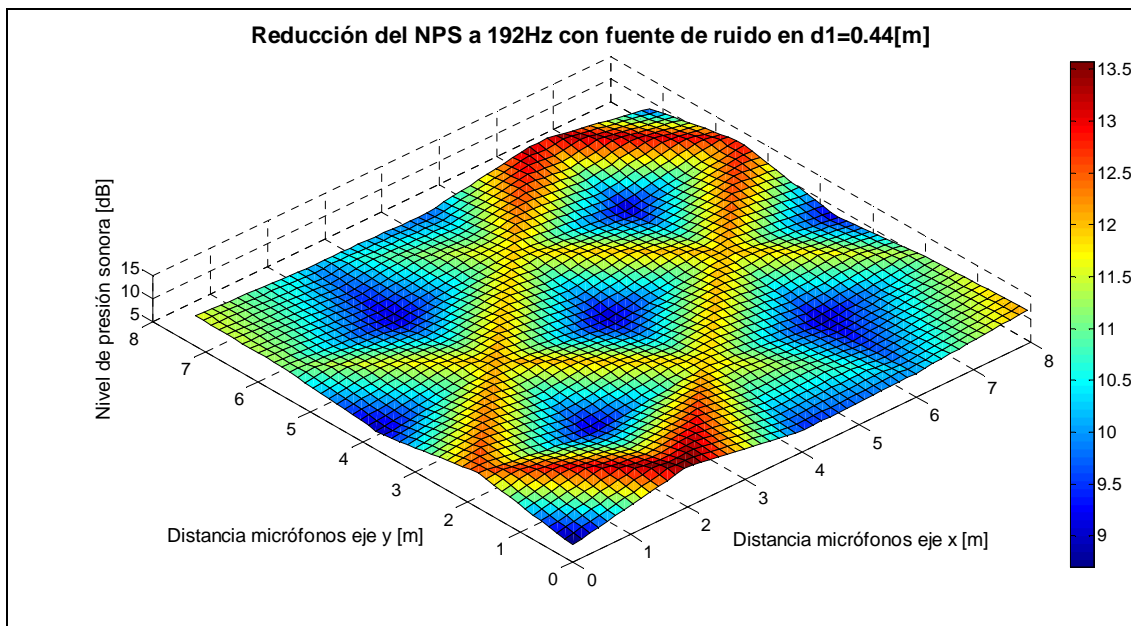


Fig. 10. 11 Gráfica en que se muestra la reducción teórica para la frecuencia de 192Hz, aplicando el control activo de ruido, para x = 0,44 [m].

Comparando los niveles finales obtenidos teórica y experimentalmente se observa que difieren en un factor de 1,32. El rendimiento de la reducción para d = 0,44 [m] es de aproximadamente un **75%** respecto al valor teórico.



Para $d = 0,44$ [m] y $f = 192$ [Hz].

$$NPS_{Final}^{Real} = \frac{NPS_{Final}^{Teorico}}{\eta_{red}} \quad \text{Donde} \quad \eta_{red} = 0,75 \quad . \quad (10.2)$$

De esta forma es posible prever teóricamente para la frecuencia de 192 [Hz] el resultado final que se obtendrá tras proceder al control activo.

11. RELACIÓN ENTRE EL RESULTADO DEL CONTROL ACTIVO CON UNA FUENTE MONOPOLAR (ALTAVOZ) Y UNA FUENTE REAL (MOTOR).

11.1 Introducción

En ocasiones, resulta más fácil realizar ensayos de control activo utilizando una fuente monopolar, como un altavoz, para simular el comportamiento del control de una fuente real que realizarlos directamente con la fuente de ruido una vez montada. Mediante un generador de señal y un altavoz se consigue emitir todas las frecuencias fundamentales de la fuente de estudio de forma sencilla y constante, permitiendo realizar los cambios necesarios antes de la instalación definitiva de la fuente real.

Si se compara con la modelización teórica, se constata que en su aplicación, muchas veces, los parámetros iniciales de partida pueden ser inexactos o desconocidos y la geometría del recinto exterior complicada, por lo que resulta más adecuado y sencillo realizar simulaciones mediante altavoces antes de aplicar el control en la fuente real.

El problema que este tipo de simulaciones comporta, es que se parte de fuentes monopolares, mientras que la fuente de ruido suele ser multipolar, por lo que sería conveniente conocer la relación entre ambos tipos de fuentes y tener una idea aproximada de su rendimiento.

El objetivo de este capítulo se basa en hallar una relación entre los resultados del control activo obtenidos utilizando fuentes monopolares respecto al motor.

En este caso se ha realizado un estudio experimental para todas las frecuencias fundamentales de emisión, es decir 100 , 192 y 384 [Hz].

11.2 Estudio experimental del control activo realizado con un altavoz emitiendo a las frecuencias fundamentales del motor

Se ha realizado un estudio del control activo a cada una de las frecuencias fundamentales del motor. Las ondas a dichas frecuencias se han emitido mediante un generador de funciones y un altavoz (primario) y a la misma amplitud que la de la fuente de ruido.

Se ha realizado el control activo para las dos posiciones de la fuente primaria, $d_1 = 0$ [m] y $d_1 = 0,44$ [m] y siempre con la fuente secundaria en el otro extremo $d_2 = 3,55$ [m].

En la [figura 11.1](#) se muestra un esquema del montaje realizado en el interior del encapsulamiento. Se observa que el montaje es similar al utilizado para el control del motor (ver [figura 9.11](#)), variando solamente la fuente de emisión.

La monitorización de los resultados es también similar a los casos anteriores registrándose tanto en el interior del encapsulamiento (ver [figura 8.7](#)) como en el recinto exterior mediante 25 micrófonos (ver [figura 8.6](#)).

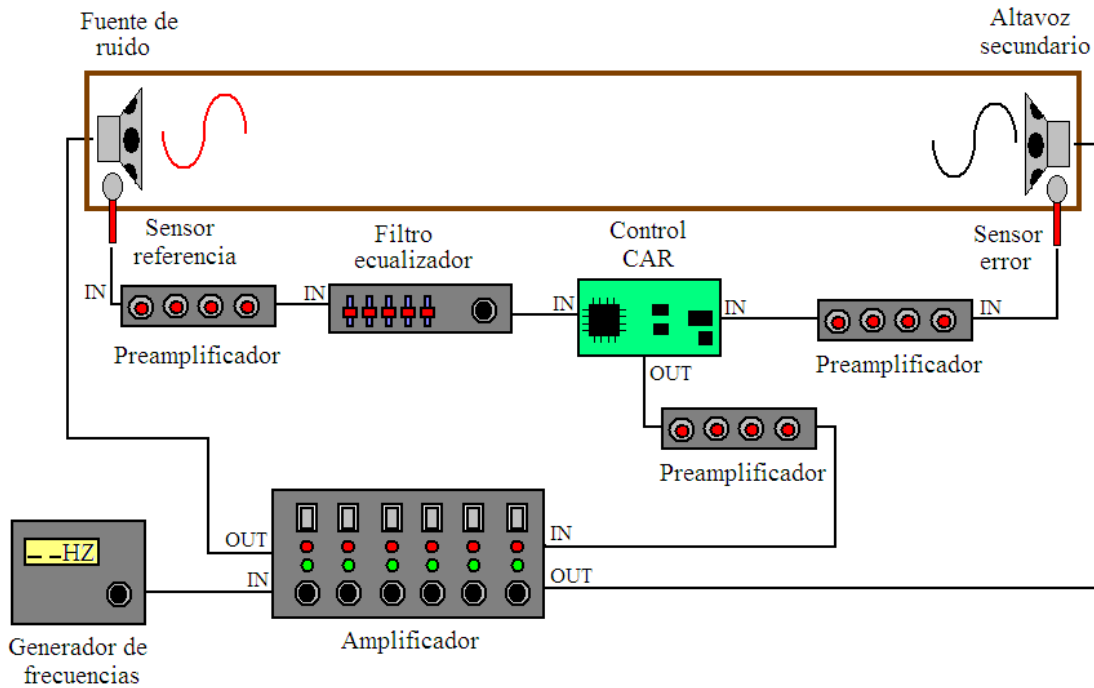


Fig. 11.1 Esquema del montaje experimental utilizado para realizar el control activo de un altavoz.

11.2.1 Estudio experimental del campo acústico producido por un altavoz encapsulado en el encapsulamiento antes y después de un control activo.

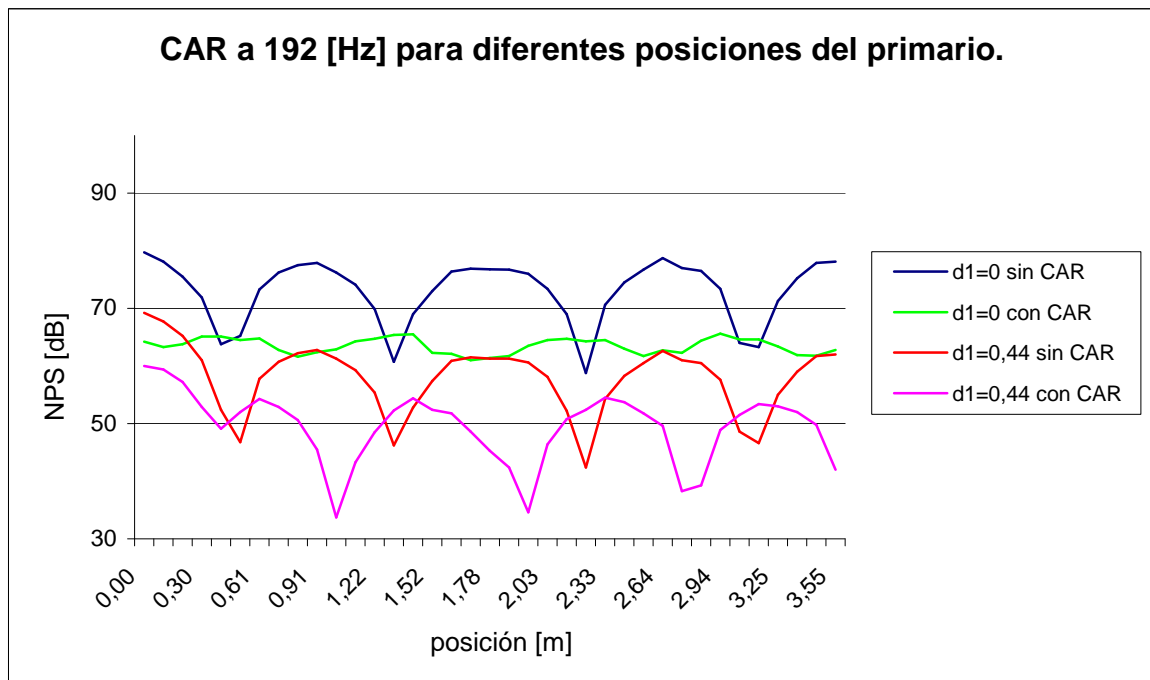


Fig. 11. 2 Control activo experimental mediante un altavoz primario situado en $d_1 = 0$ [m] y en $d_1 = 0,44$ [m] y con la fuente secundaria situada en $d_2 = 3,55$ [m] para la frecuencia de 192 [Hz].

Se ha realizado el estudio del campo acústico creado en el interior del encapsulamiento para todas las frecuencias fundamentales. Al resultar dichos resultados similares a los obtenidos para el motor, se comentan y muestran en la [figura 11.2](#) sólo los obtenidos con y sin CAR a la frecuencia de 192 [Hz].

Se observa, si se comparan los datos obtenidos experimentalmente con el altavoz y los teóricos mediante formulación, que existe una reducción algo mayor en los resultados experimentales, de 9,5 [dB] para la posición $d_1 = 0$ [m], resultando el nivel de presión sonora medio en 63,5 [dB].

Para $d_2 = 0,44$ [m] la reducción es en cambio algo menor, de 8,5 [dB] siendo el nivel de presión sonora medio de 49,4 [dB].

Para la frecuencia de 100 [Hz] y de 384 [Hz] también sucede algo similar. A continuación se tratará el campo acústico en el recinto exterior antes y después del control activo para un altavoz primario.

11.2.2 Estudio experimental del campo acústico producido por un motor encapsulado en el recinto exterior antes y después de un control activo

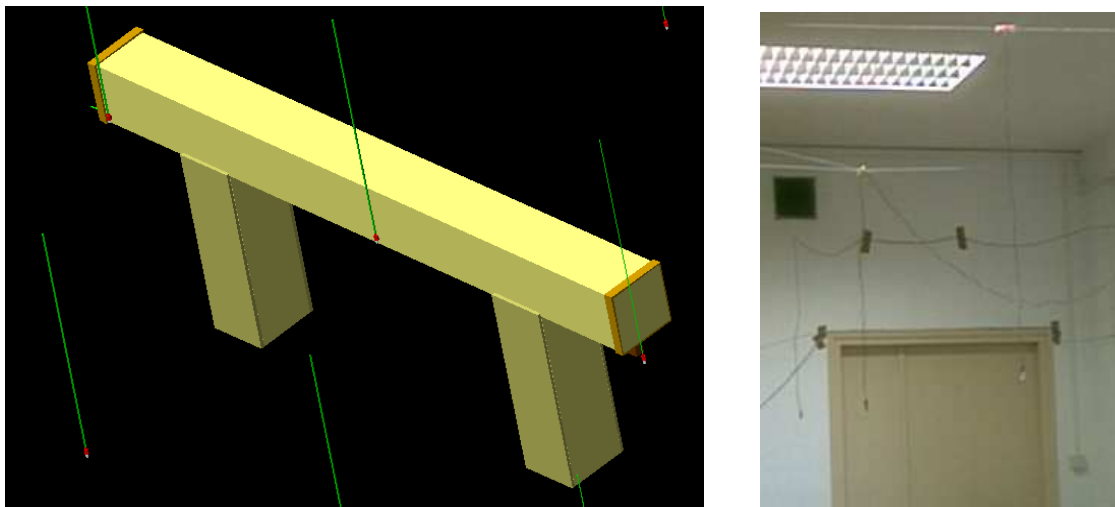


Fig. 11.3 Dibujo y fotografía donde se muestran los micrófonos de monitorización (25 en total) situados en el interior del recinto y situados a una altura de 1,7 [m] del suelo.

En este punto se pretende mostrar como varía el campo en el exterior del recinto al aplicar un control activo sobre una fuente monopolar en el interior del encapsulamiento.

Para que se entienda mejor, se tratará por separado para las diferentes frecuencias fundamentales. Así mismo se han estudiado para cada frecuencia las diferentes posiciones del altavoz primario dentro del encapsulamiento de máximo $d_1 = 0$ [m] y para la posición de nodo a 192 [Hz] que es $d_1 = \lambda/4 \approx 0,44$ [m].

11.2.2.1 Resultados experimentales obtenidos para el altavoz a la frecuencia de emisión de 100 [Hz]

Se muestran los resultados obtenidos para la frecuencia de 100 [Hz], emitiendo con el altavoz encapsulado para las posiciones $d_1 = 0$ [m] y $d_2 = 0,44$ [m].

El nivel de presión sonora medio en el recinto para la misma posición correspondiente a $d_1 = 0$ [m] cuando *no se encapsula la fuente* es de 62,6 [dB].

Posición $d_1 = 0$ [m]

En las [figuras 11.4](#) y [11.5](#) se muestra el campo acústico en el recinto antes y después de aplicar el control activo para la frecuencia de 100 [Hz].

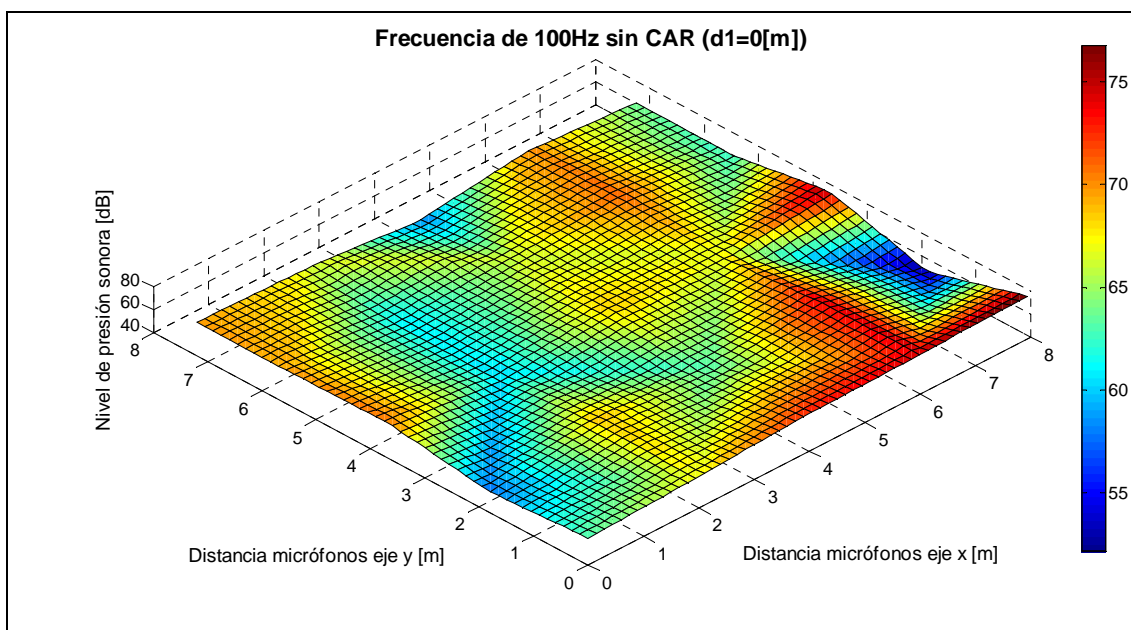


Fig. 11.4 Campo acústico a 100Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $x = 0$ [m] antes de la aplicación del control activo.

Así mismo, la reducción debida al control se muestra en la [figura 11.6](#).

De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global en todos los puntos del recinto y que la forma del campo acústico varía muy poco al aplicar el control activo.

El valor medio de la reducción es de 10,7 [dB].

En el 80% de los puntos de medición la diferencia respecto al valor medio es menor a ± 3 [dB] y de como máximo de 6 [dB]. Debido a que este ruido es eléctrico y no es el de resonancia del conducto, parece no excitar el encapsulamiento, por lo que el ruido se propaga prácticamente por las tapas antes y después del control, no alterando el campo acústico del recinto.

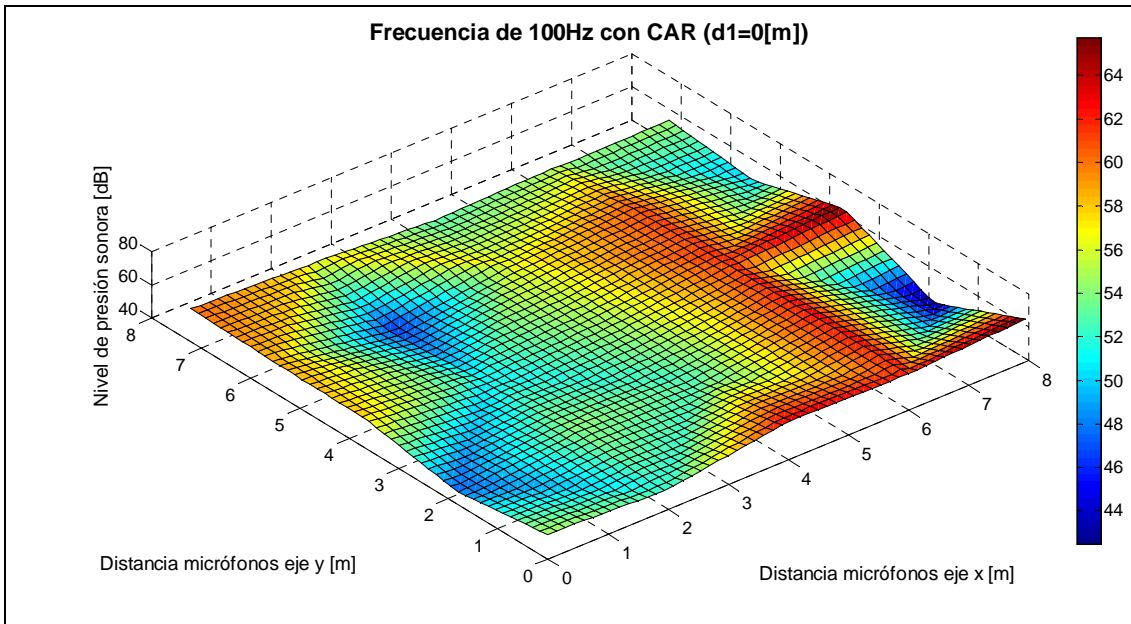


Fig. 11.5 Campo acústico a 100Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $x = 0$ [m] después de la aplicación del control activo.

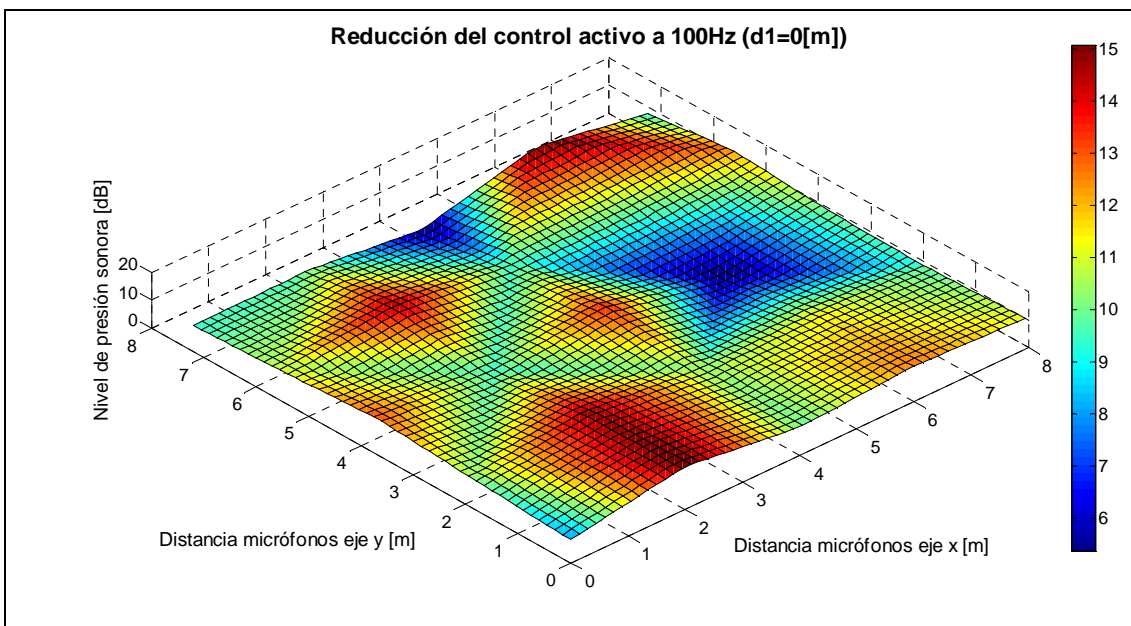


Fig. 11.6 Reducción de los niveles de presión sonora del altavoz encapsulado situado en $x = 0$ [m] a la frecuencia de 100Hz tras la aplicación del control activo.

Posición $d_1 = 0,44$ [m]

En las [figura 11.7](#) y [11.8](#) se muestra el campo acústico en el recinto antes y después de aplicar el control para la frecuencia de 100 [Hz] con la fuente encapsulada en la posición 0,44 [m].

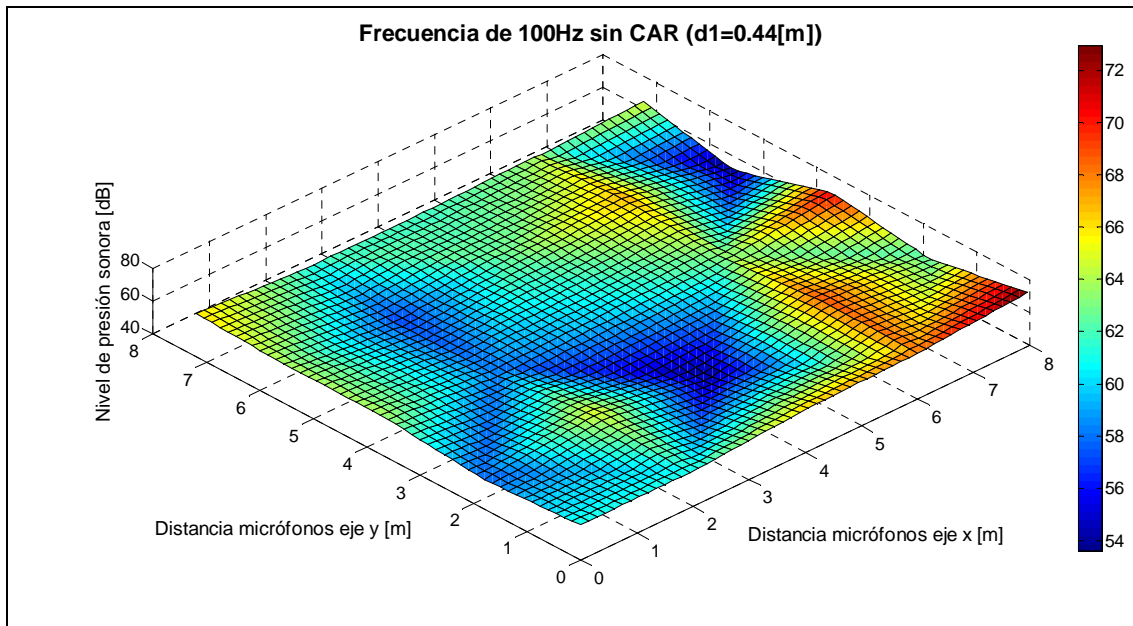


Fig. 11.7 Campo acústico a 100Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] antes del control activo.

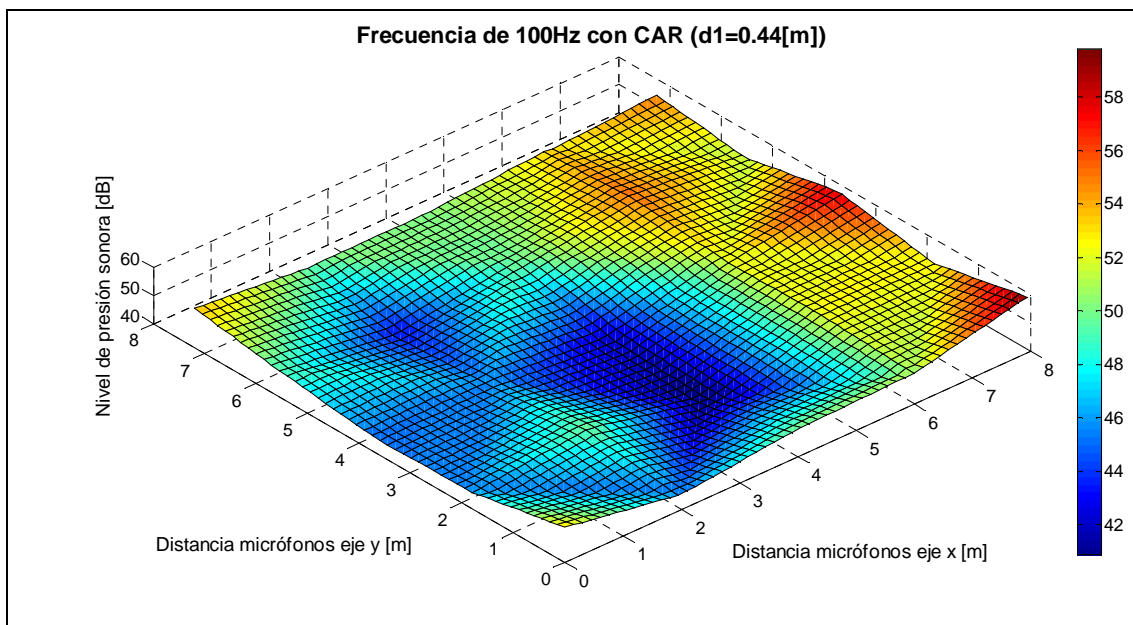


Fig. 11.8 Campo acústico a 100Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] después del control activo.

Así mismo, la reducción debida al control se muestra en la [figura 11.9](#).

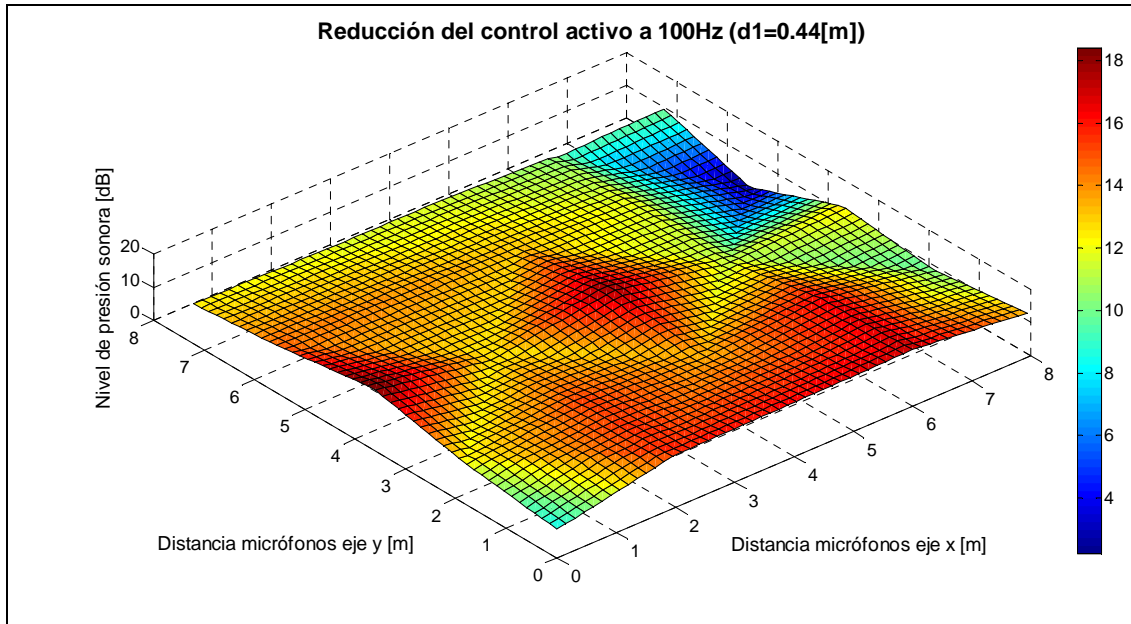


Fig. 11.9 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0,44$ [m] a la frecuencia de 100Hz tras la aplicación del control activo.

De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global en todos los puntos del recinto y que la forma del campo acústico varía muy poco al aplicar el control activo.

El valor de reducción media es de 12,9 [dB]. La diferencia respecto a dicho valor es, para el 80% de los puntos de control, menor a $\pm 3,4$ [dB].

Análisis de resultados

Los niveles medios a esta frecuencia obtenidos se muestran en la [tabla 11.1](#).

Se observa que para la frecuencia de **100 [Hz]** se obtienen mejores resultados para la posición de la fuente **$d_1=0,44$ [m]** siendo la reducción de unos **12 [dB]** respecto al nivel de presión sonora cuando la fuente se halla sin encapsular.

El nivel de presión sonora que se alcanza con el control activo para este caso es de 50,2 dB.

NIVELES DE PRESIÓN SONORA A 100 [Hz] CON ALTAVOZ [dB]			
Posición $d_1 = 0$ [m]		Posición $d_1 = 0,44$ [m]	
Sin CAR	66,8	Sin CAR	63
Con CAR	55,9	Con CAR	50,2
Reducción respecto al NPS con encapsulamiento	10,9	Reducción respecto al NPS con encapsulamiento	12,8
Reducción respecto al NPS sin encapsulamiento 62,6 [dB]	6,7	Reducción respecto al NPS sin encapsulamiento 62,6 [dB]	12,4

Tabla 11.1 Niveles de presión sonora y reducción conseguida por control activo para una onda de 100 [Hz] emitida por un altavoz encapsulado y reducción respecto a este y a un altavoz no encapsulado.

11.2.2.2 Resultados experimentales obtenidos para el altavoz a la frecuencia de emisión de 192 [Hz]

Se muestran los resultados obtenidos para la frecuencia de 192 [Hz] emitiendo con el altavoz encapsulado para las posiciones $d_1 = 0$ [m] y $d_1 = 0,44$ [m].

El nivel de presión sonora medio en el recinto para la misma posición correspondiente a $d_1 = 0$ [m] cuando *no se encapsula la fuente* es de 51,5 [dB].

Posición $d_1 = 0$ [m]

En las figuras 11.10 y 11.11 se muestra el campo acústico en el recinto antes y después de aplicar el control para la frecuencia de 192 [Hz].

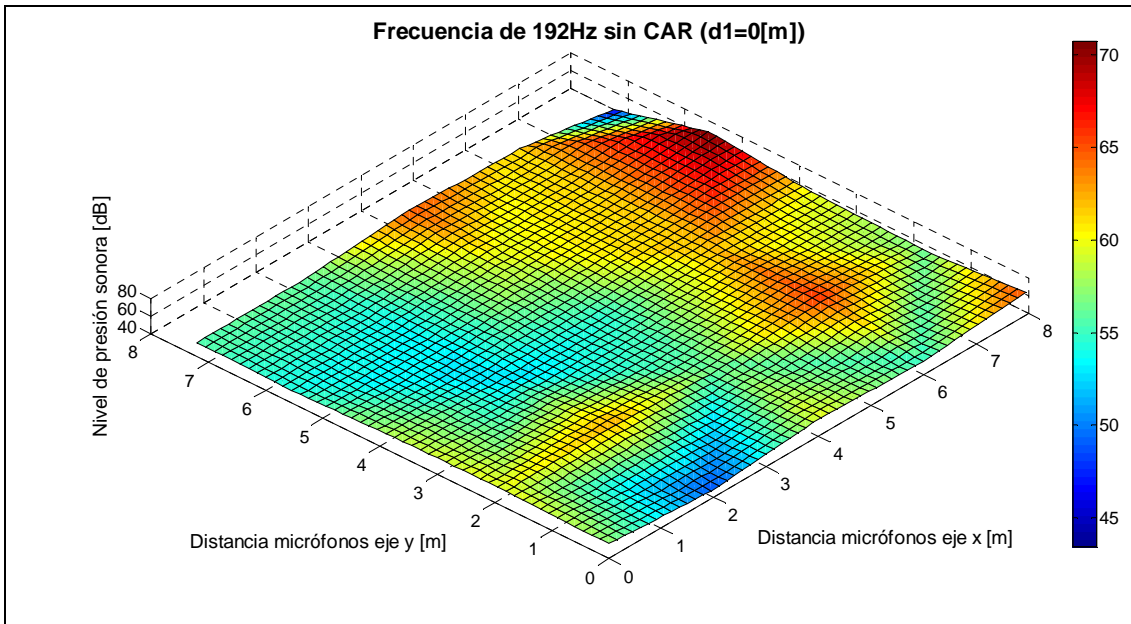


Fig. 11.10 Campo acústico a 192Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0$ [m] antes del control activo.

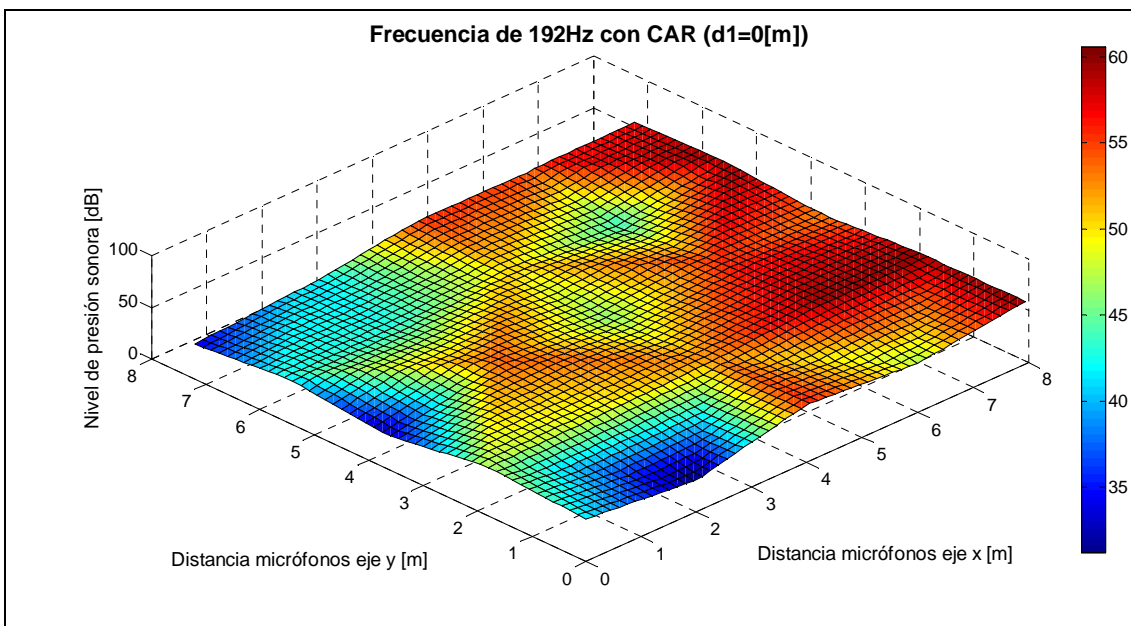


Fig. 11.11 Campo acústico a 192Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0$ [m] después del control activo.

Así mismo, la reducción debida al control se muestra en la [figura 11.12](#).

De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global, ya que se cancela en 22 puntos de los 25 medidos, que supone un 88%. Por otro lado, la forma del campo acústico varía bastante al aplicar el control activo.

El valor medio de la reducción es de 9 [dB]. La diferencia respecto a este valor es para más del 50% de los puntos de medición superior a $\pm 3,5$ [dB] y en algunos puntos de hasta -25 [dB] y +16 [dB].

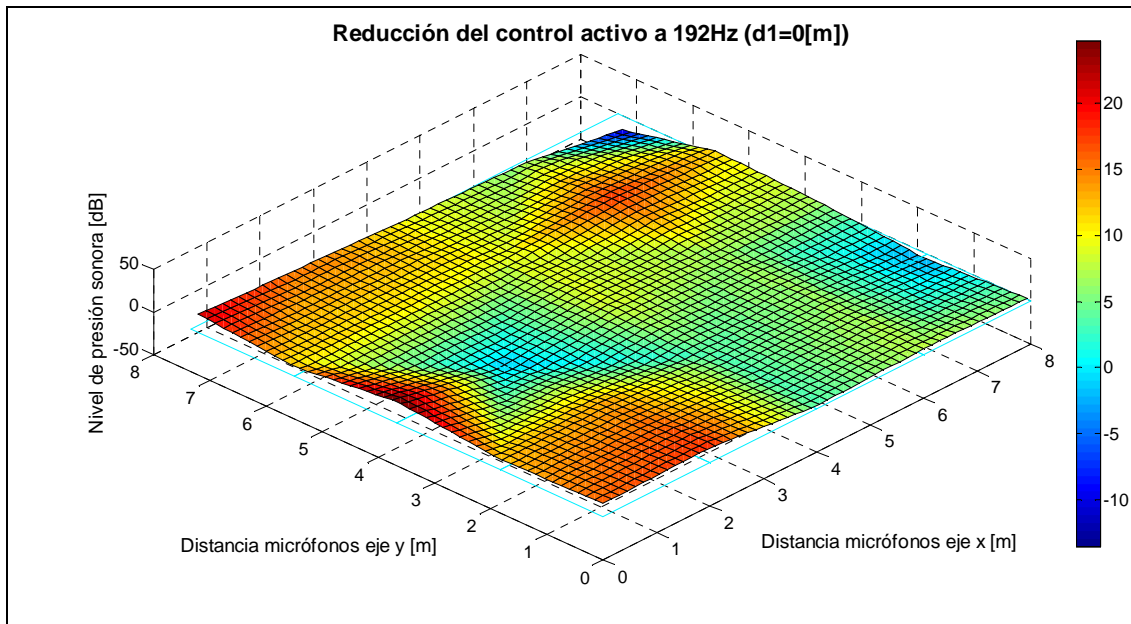


Fig. 11.12 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0$ [m] a la frecuencia de 192Hz tras la aplicación del control activo.

Este hecho se debe a que dicha frecuencia se corresponde con uno de los modos de vibración del encapsulamiento y al realizar el control activo puede variar la forma de excitación del tubo y por tanto la transmisión del ruido hacia el exterior. Además la densidad modal es mayor que a 100 [Hz].

Posición $d_1 = 0,44$ [m]

En la [figura 11.13](#) y [11.14](#) se muestra el campo acústico en el recinto antes y después de aplicar el control para la frecuencia de 192 [Hz].

Puede observarse que tanto antes como después del control el campo es bastante homogéneo.

En la [figura 11.15](#) se presentan los resultados de la reducción debido al control. De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global, ya que se cancela en todos los puntos, si bien de forma mínima en 3 de ellos.

El valor medio de la reducción es de 8,6 [dB] si bien con desviaciones elevadas de unos ± 9 [dB]. El nivel medio al que se llega tras realizar el control es de 41,3 [dB] mientras que el nivel de presión sonora medio en el recinto cuando no se encapsula la fuente es de 51,5 [dB].

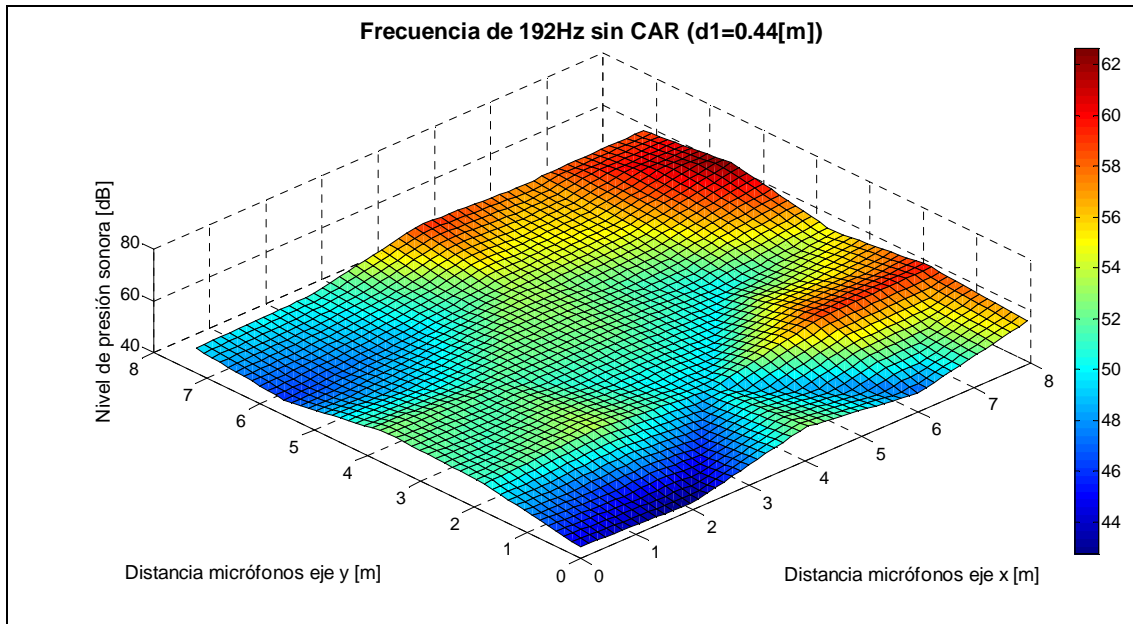


Fig. 11.13 Campo acústico a 192Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44[m]$ antes del control activo.

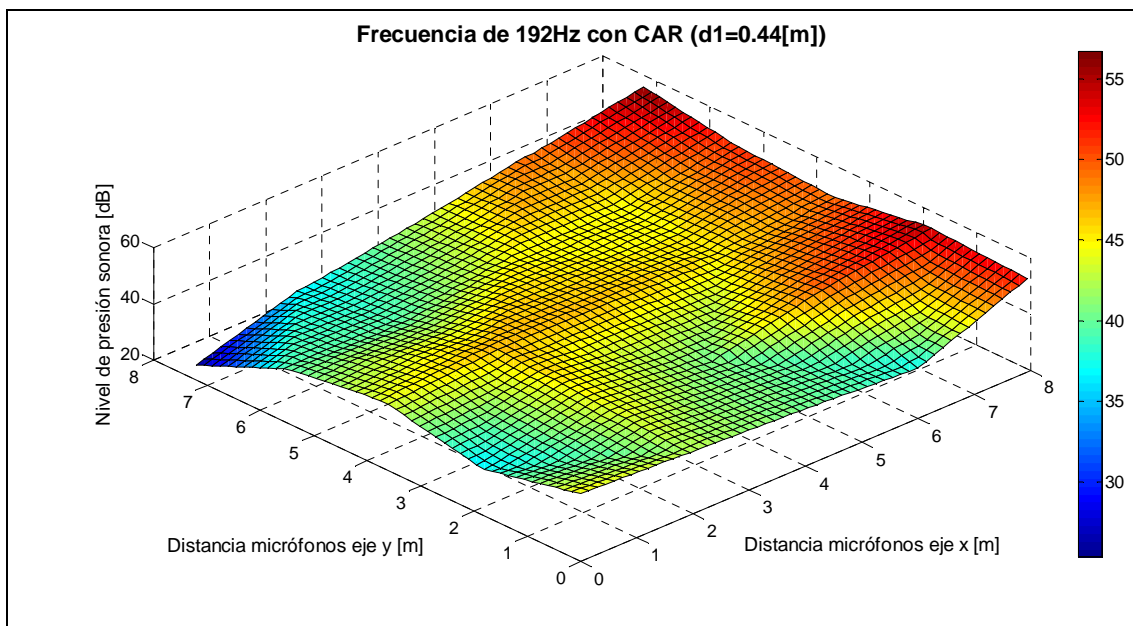


Fig. 11.14 Campo acústico a 192Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44[m]$ antes y después del control activo.

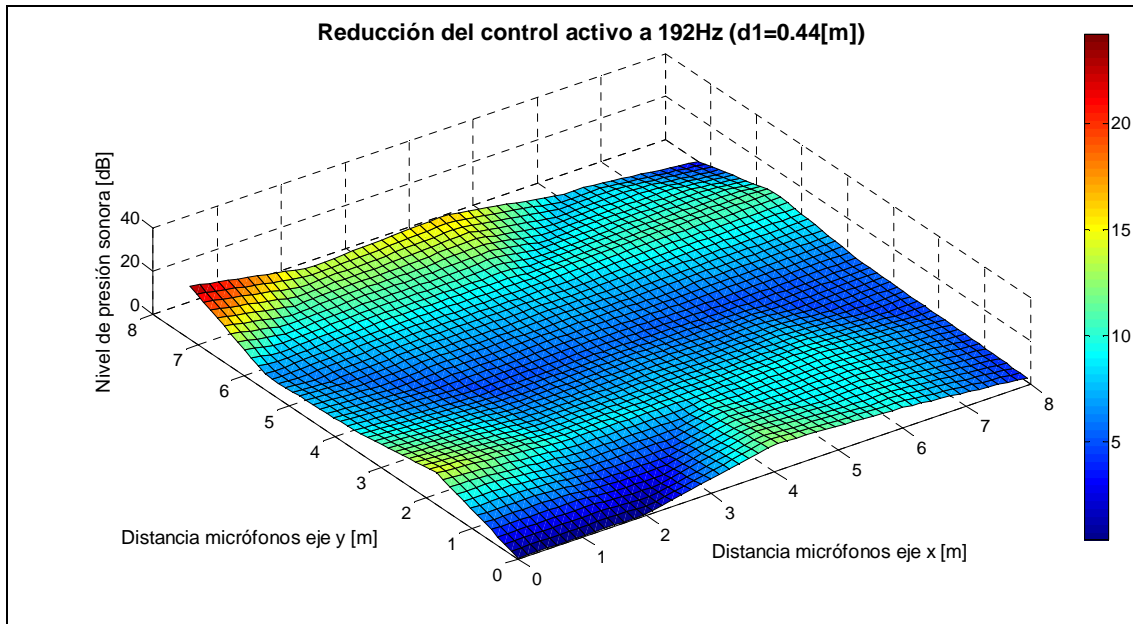


Fig. 11.15 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0,44$ [m] a la frecuencia de 192Hz tras la aplicación del control activo.

Los niveles medios a esta frecuencia obtenidos para las dos posiciones del estudio se muestran en la [tabla 11.2](#):

NIVELES DE PRESIÓN SONORA A 192 [Hz] CON ALTAVOZ [dB]			
Posición $d_1 = 0$ [m]		Posición $d_1 = 0,44$ [m]	
Sin CAR	55,2	Sin CAR	49,9
Con CAR	46	Con CAR	41,3
Reducción respecto al NPS con encapsulamiento	9,2	Reducción respecto al NPS con encapsulamiento	8,6
Reducción respecto al NPS sin encapsulamiento 51,5 [dB]	5,5	Reducción respecto al NPS sin encapsulamiento 51,5 [dB]	10,2

Tabla 11.2 Niveles de presión sonora y reducción conseguida por control activo para una onda de 192 [Hz] emitida por un altavoz encapsulado y reducción respecto a este y a un altavoz no encapsulado.

Se observa que para la frecuencia de $192 [Hz]$ se obtienen mejores resultados para la posición de la fuente $d_1=0,44 [m]$ siendo la reducción de unos $10 [dB]$ respecto al nivel de presión sonora cuando la fuente se halla sin encapsular.

11.2.2.3 Resultados experimentales obtenidos para el altavoz a la frecuencia de emisión de $384 [Hz]$

Se muestran los resultados obtenidos para la frecuencia de $384 [Hz]$ emitiendo con el altavoz encapsulado para las posiciones $d_1 = 0 [m]$ y $d_1 = 0,44 [m]$.

Posición $d_1 = 0 [m]$

En las figuras 11.16 y 11.17 se muestra el campo acústico en el recinto antes y después de aplicar el control para la frecuencia de $384 [Hz]$.

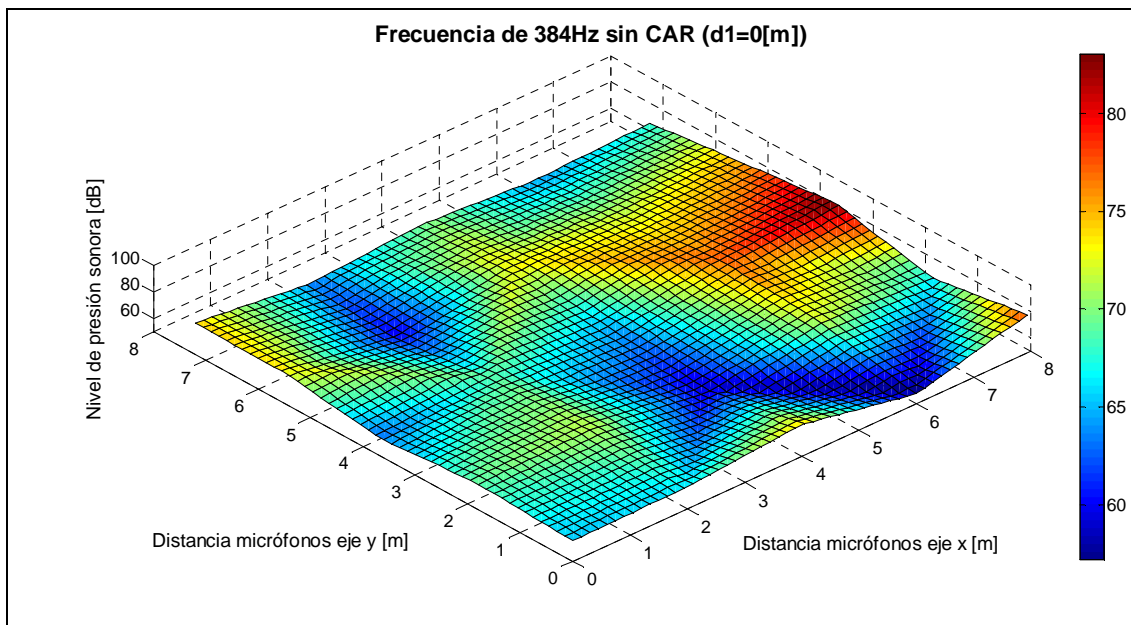


Fig. 11.16 Campo acústico a $384[Hz]$ producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0[m]$ antes del control activo.

De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global, ya que se cancela en 22 puntos de los 25 medidos lo que supone el 88%. La forma del campo acústico varía considerablemente al aplicar el control activo.

El valor medio de la reducción es de $5,9 [dB]$, siendo la reducción máxima en el plano de la medición de $21,1 [dB]$ y el aumento máximo de $4,9 [dB]$. El valor medio final del nivel de presión sonora tras el control activo es de $63,3 [dB]$.

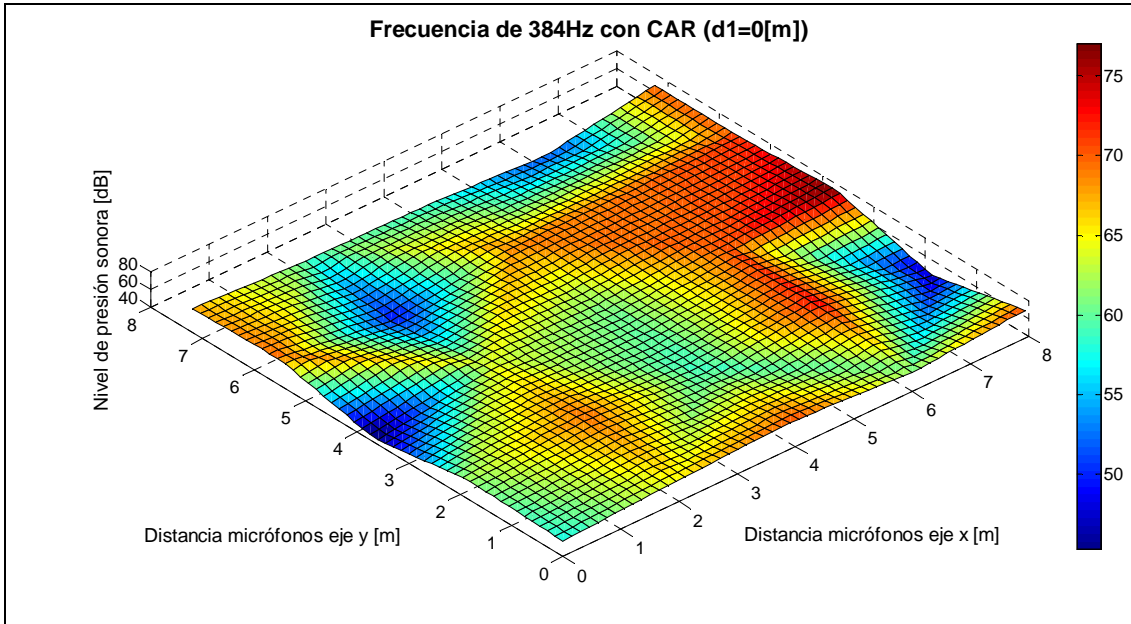


Fig. 11.17 Campo acústico a 384[Hz] producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0$ [m] después del control activo.

En la figura 11.18 se muestra la reducción obtenida por el control.

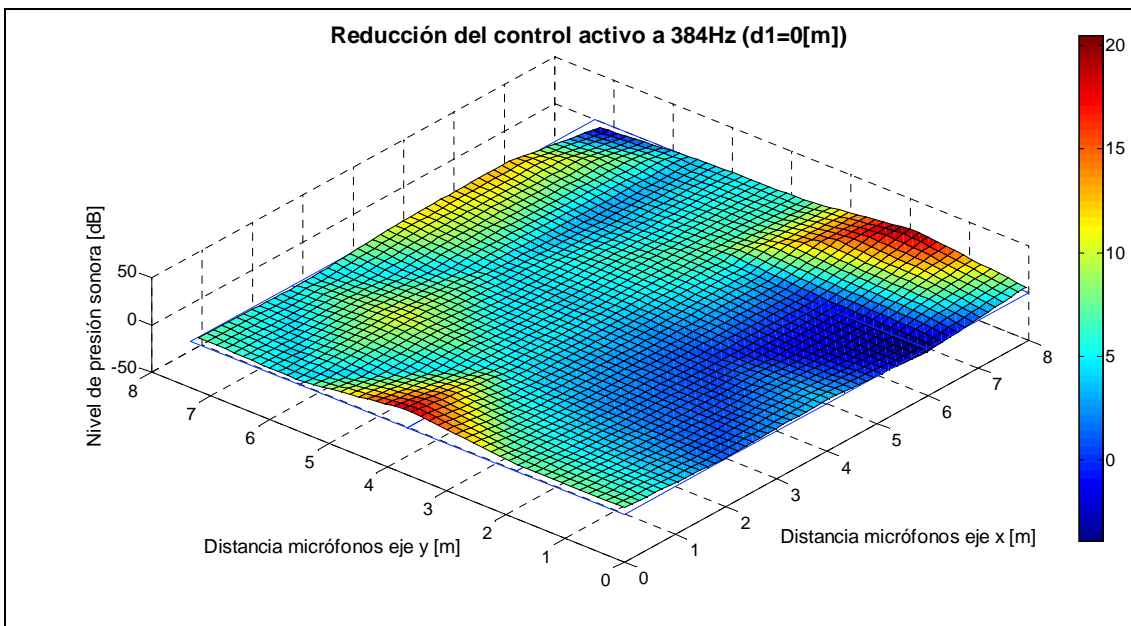


Fig. 11.18 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0$ [m] a la frecuencia de 384 Hz tras la aplicación del control activo.

Posición $d_1 = 0,44$ [m]

En las figuras 11.19 y 11.20 se muestra el campo acústico en el recinto antes y después de aplicar el control para la frecuencia de 384 [Hz]. Puede observarse que después de aplicar el control, el campo es bastante homogéneo.

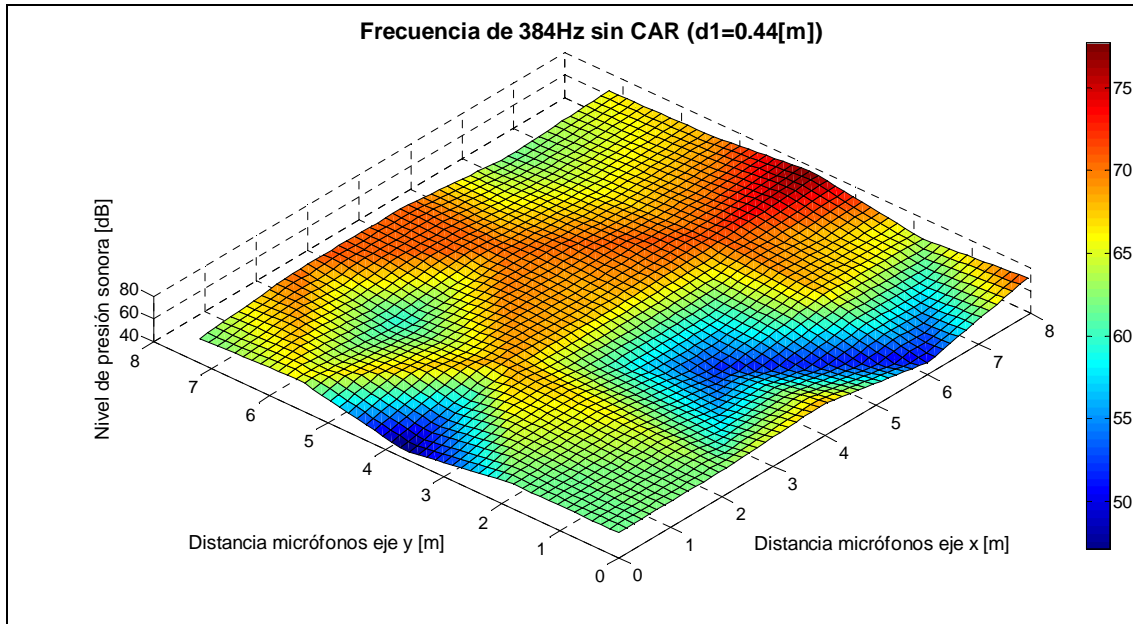


Fig. 11.19 Campo acústico a 384Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] antes del control activo.

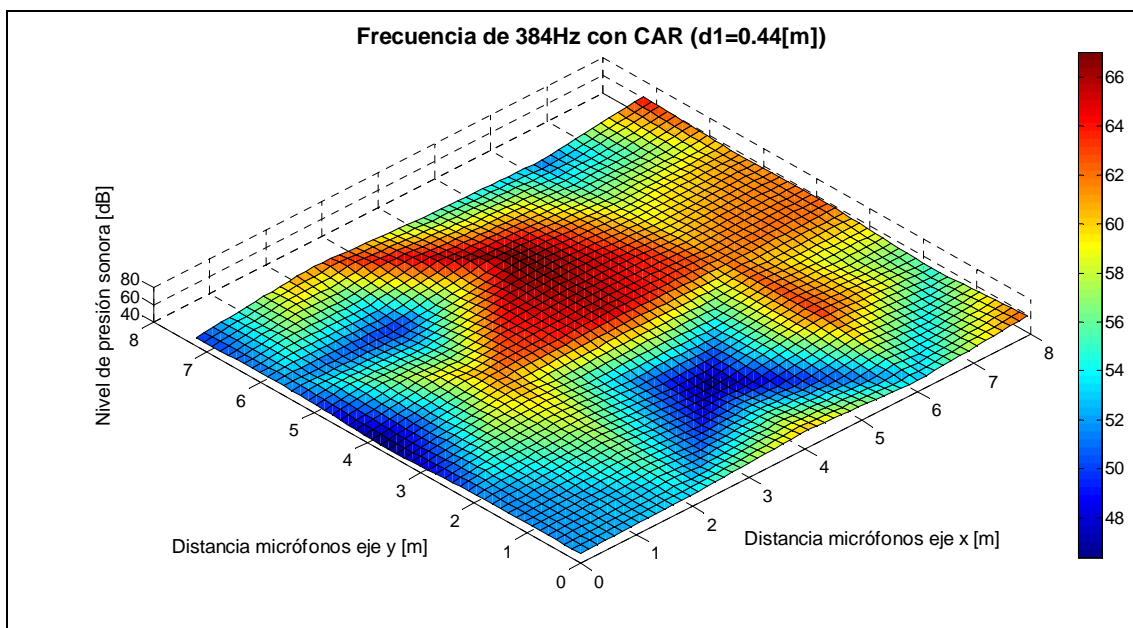


Fig. 11.20 Campo acústico a 384Hz producido por el altavoz encapsulado en la posición $d_1 = 0,44$ [m] después del control activo.

De los resultados obtenidos se deduce que se produce una reducción global, ya que se cancela en un 96% de los puntos estudiados.

El valor medio de la reducción es de 7,8 [dB] siendo el valor de reducción máxima de 16,8 [dB] y el de incremento máximo de 2,5 [dB].

El nivel medio que se alcanza tras realizar el control es de 57 [dB] mientras que el nivel de presión sonora medio en el recinto cuando no se encapsula la fuente es de 64,2 [dB].

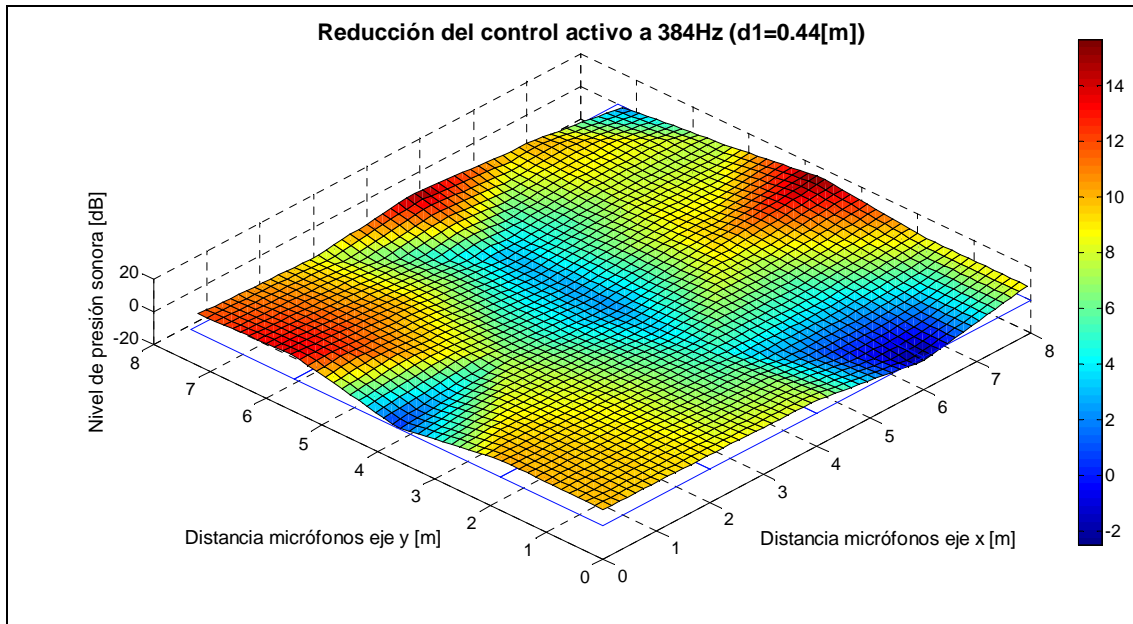


Fig. 11.21 Reducción de los niveles de presión sonora un altavoz encapsulado situado en $d_1 = 0,44$ [m] a la frecuencia de 384 Hz tras la aplicación del control activo.

Los niveles medios a esta frecuencia obtenidos para las dos posiciones del estudio se muestran en la [tabla 11.3](#):

NIVELES DE PRESIÓN SONORA CON ALTAVOZ A 384 [Hz], en [dB]			
Posición $d_1 = 0$ [m]		Posición $d_1 = 0,44$ [m]	
Sin CAR	69,2	Sin CAR	64,8
Con CAR	63,3	Con CAR	57
Reducción respecto al NPS con encapsulamiento	5,9	Reducción respecto al NPS con encapsulamiento	7,8
Reducción respecto al NPS sin encapsulamiento 64,2 [dB]	0,9	Reducción respecto al NPS sin encapsulamiento 64,2 [dB]	7,2

Tabla 11.3 Niveles de presión sonora y reducción conseguida por control activo para una onda de 384 [Hz] emitida por un altavoz encapsulado y reducción respecto a este y a un altavoz no encapsulado.

Se observa que para la frecuencia de 384 [Hz] se obtienen mejores resultados para la posición de la fuente $d_1=0,44 \text{ [m]}$ siendo la reducción de unos 7 [dB] respecto al nivel de presión sonora cuando la fuente se halla sin encapsular.

11.3 Análisis de los resultados experimentales para el altavoz y comparación con los obtenidos para la fuente real.

Se deduce a partir de los resultados obtenidos que para todas las ondas monofrecuenciales emitidas por el altavoz encapsulado, que se corresponden con las fundamentales del motor, a las que se les ha aplicado un control activo en el interior de un encapsulamiento las siguientes conclusiones:

- Se produce una cancelación global en el recinto en todos los casos.
- Para la posición del altavoz $d_1 = 0,44 \text{ [m]}$, cercana a la posición del nodo a 192 [Hz] y sin realizar el control activo, se cancela el incremento de ruido en el recinto exterior producido por el encapsulamiento de la fuente.
- Para la posición del altavoz $d_1 = 0 \text{ [m]}$ y realizando el control activo se consigue una pequeña reducción del nivel de presión sonora en el recinto respecto al valor del nivel de presión sonora de la fuente no encapsulada.
- Para la posición del altavoz $d_1 = 0,44 \text{ [m]}$ y realizando el control activo se consigue la reducción máxima del nivel de presión sonora en el recinto.

A continuación se comparan los resultados experimentales obtenidos para la fuente real (motor) y los obtenidos para la fuente monopolar (altavoz) para hallar la relación entre ambos. Se realiza la comparación separadamente en función de la frecuencia de emisión y en cada caso para las dos posiciones de la fuente estudiadas.

Como se han estudiado experimentalmente para el motor solamente las frecuencias de 192 [Hz] y 384 [Hz] se compararán solamente dichas frecuencias con las del altavoz. Teóricamente para 100 [Hz] , los resultados del control para el altavoz y para el motor deben ser muy similares, sobretodo para $d_1 = 0,44 \text{ [m]}$ dado que dicha frecuencia, por ser producida por el ruido eléctrico, es emitida por el motor de forma constante y de forma similar a como lo hace el altavoz.

11.3.1 Comparación con los resultados obtenidos para el altavoz y la fuente real a la frecuencia de 192 [Hz] .

Posición $d_1 = 0 \text{ [m]}$

Comparando los niveles finales obtenidos tras el control con el altavoz y el motor se observa que difieren en un factor de 1,06.

El rendimiento de la reducción para $d_1 = 0 \text{ [m]}$ es de aproximadamente un 94% respecto al valor obtenido experimentalmente con un altavoz.

Para d_1 y 0 [m] y $f = 192$ [Hz].

$$NPS_{Final}^{Real} = \frac{NPS_{Final}^{Altavoz}}{\eta_{red}} \quad \text{donde} \quad \eta_{red} = 0,94 \quad . \quad (11.1)$$

De esta forma es posible prever a partir de los resultados obtenidos experimentalmente con un altavoz para la frecuencia de 192 [Hz] el resultado final que se obtendrá tras proceder al control activo para una fuente real situada en $d_1 = 0$ [m]

Posición $d_1 = 0,44$ [m]

Comparando los niveles finales obtenidos tras el control con el altavoz y el motor se observa que difieren en un factor de 1,12. El rendimiento de la reducción para $d_1 = 0,44$ [m] es de aproximadamente un 89% respecto al valor teórico.

Para d_1 y 0,44 [m] y $f = 192$ [Hz].

$$NPS_{Final}^{Real} = \frac{NPS_{Final}^{Altavoz}}{\eta_{red}} \quad \text{donde} \quad \eta_{red} = 0,89 \quad . \quad (11.2)$$

De esta forma es posible prever a partir de los resultados obtenidos experimentalmente con un altavoz para la frecuencia de 192 [Hz] el resultado final que se obtendrá tras proceder al control activo para una fuente real situada en $d_1 = 0,44$ [m].

11.3.2 Comparación con los resultados obtenidos para el altavoz y la fuente real a la frecuencia de 384 [Hz].

Posición $d_1 = 0$ [m]

Comparando los niveles finales obtenidos tras el control con el altavoz y el motor se observa que difieren en un factor de 0,99. El rendimiento de la reducción para $d_1 = 0$ [m] es de aproximadamente un 101% respecto al valor obtenido experimentalmente con un altavoz.

Para d_1 y 0 [m] y $f = 384$ [Hz].

$$NPS_{Final}^{Real} = \frac{NPS_{Final}^{Altavoz}}{\eta_{red}} \quad \text{donde} \quad \eta_{red} = 1,01 \quad . \quad (11.3)$$

De esta forma es posible prever a partir de los resultados obtenidos experimentalmente con un altavoz para la frecuencia de 384 [Hz] el resultado final que se obtendrá tras proceder al control activo para una fuente real situada en $d_1 = 0$ [m].

Posición $d_1 = 0,44$ [m]

Comparando los niveles finales obtenidos tras el control con el altavoz y el motor se observa que difieren en un factor de 1,03. El rendimiento de la reducción para $d_1 = 0,44$ [m] es de aproximadamente un 97% respecto al valor teórico.

Para $d_1 = 0,44$ [m] y $f = 384$ [Hz].

$$NPS_{Final}^{Real} = \frac{NPS_{Final}^{Altavoz}}{\eta_{red}} \quad \text{Donde} \quad \eta_{red} = 0,97 \quad . \quad (11.4)$$

De esta forma es posible prever a partir de los resultados obtenidos experimentalmente con un altavoz para la frecuencia de 384 [Hz] el resultado final que se obtendrá tras proceder al control activo para una fuente real situada en $d_1 = 0,44$ [m].

12. CONCLUSIONES DEL ESTUDIO PARA EL CONTROL ACTIVO MEDIANTE EL ENCAPSULAMIENTO ACTIVO DE UN MOTOR ELÉCTRICO.

12.1 Introducción

En esta tesis se ha abordado el problema de cancelar el ruido de una fuente mediante control activo de ruido. Se ha tratado el caso particular del encapsulamiento de un motor estudiándose de forma teórica y realizando el modelo correspondiente, simulándose mediante un altavoz emitiendo a sus frecuencias fundamentales y comprobando su validez mediante el control de dicho motor.

A continuación se comparan los resultados obtenidos para una de sus frecuencias fundamentales más importante, 192 [Hz] y se extraen las conclusiones de dicho estudio.

12.2 Análisis de los resultados del estudio de control activo de motor para 192 [Hz].

RESULTADOS OBTENIDOS A 192 [Hz], en [dB]			
POSICIÓN DE LA FUENTE EN $d_1 = 0$ [m].			
MÉTODO	SIN CAR	CON CAR	REDUCCIÓN MEDIA
TEÓRICO	57,4	43,6	13,8
ALTAVOZ	55,2	46	9
MOTOR	53	49	4
POSICIÓN DE LA FUENTE EN $d_1 = 0,44$ [m].			
MÉTODO	SIN CAR	CON CAR	REDUCCIÓN MEDIA
TEÓRICO	45,6	35	10,6
ALTAVOZ	49,9	41,3	8,6
MOTOR	49,9	46,3	3,6

Tabla 12.1 Tabla comparativa de los niveles de presión sonora obtenidos por diferentes métodos con y sin control activo, así como la reducción alcanzada en el recinto exterior para 192 [Hz].

En la [tabla 12.1](#) se muestran los resultados obtenidos para 192 [Hz] en el caso teórico, y los experimentales mediante el altavoz y el motor para las dos posiciones del estudio, con y sin la aplicación del control activo. Se muestran también la reducción media obtenida mediante el control activo para los 25 puntos de medida.

Comparando los resultados que se han obtenido teóricamente con los obtenidos experimentalmente con un altavoz y con el motor para la frecuencia de 192 [Hz] se observa que los niveles obtenidos sin CAR difieren en un máximo de 5 [dB].

Con CAR la diferencia es como máximo de unos 5 [dB] para $x = 0$ [m] y se hace mayor para $d_1 = 0,44$ [dB], siendo de 11 [dB] en comparación con los resultados del motor.

Se debe tener en cuenta que el valor de nivel de presión sonora medio en el interior del encapsulamiento para el altavoz o el motor no encapsulados a 192 [Hz] es de 51,5 [dB] (medido experimentalmente), por lo que si describimos la reducción global respecto a dicho valor obtenemos los valores de la [tabla 12.2](#). En dicha tabla se describe no solamente la reducción obtenida mediante control activo con la fuente encapsulada respecto a los 51,5 [dB] (nivel de la fuente no encapsulada) sino también el número de puntos (respecto a los 25 de medición) en que se reduce el nivel de presión sonora.

Casos	Reducción media respecto a la fuente no encapsulada [dB]		Área
Posición $d_1 = 0$ [m]	Teórica con CAR	7,9	22/25
	Altavoz con CAR	5,5	22/25
	Motor con CAR	2,5	21/25
Posición $d_1 = 0,44$ [m]	Teórica con CAR	16,5	25/25
	Altavoz con CAR	10,2	25/25
	Motor con CAR	5,2	25/25

Tabla 12.2 Reducción obtenida por control activo respecto a la fuente no encapsulada y área de reducción entendiéndose el número de micrófonos donde se cancela el ruido respecto a los micrófonos muestreados.

A partir de esta comparativa se deduce que el método teórico puede utilizarse a modo orientativo ya que debido a las hipótesis de cálculo utilizadas pueden verse alterados los resultados respecto a los originales.

Así mismo, el campo acústico teórico puede ser muy diferente al real debido a que el recinto no es exactamente rectangular y a que los diferentes elementos existentes en el campo pueden variarlo fácilmente. Aún así, sí es posible prever si la cancelación será global y el número de puntos en que el nivel puede aumentar.

Mediante los rendimientos que se han calculado en esta tesis es posible corregir dichos valores para que la simulación resulte más fiable, siempre y cuando sea el mismo tipo de encapsulamiento y fuente de ruido emita en el mismo rango de frecuencias.

12.3 Conclusiones generales del estudio

En este estudio se han validado desde el punto de vista teórico y experimental, las hipótesis iniciales:

a. Para una fuente sonora no direccional es posible cancelar de forma global el ruido producido por esta en un recinto mediante control activo:

- Aunque las frecuencias fundamentales emitidas por esta provoquen un campo de alta densidad modal en el recinto.
- Utilizando una única fuente secundaria y por tanto mediante un control simple.
- Situando la fuente secundaria alejada de la fuente de ruido.
- Independientemente de la geometría del recinto u objetos o personas circulantes por este.

La solución consiste en encapsular la fuente para provocar que el campo a cancelar sea de baja densidad modal. Teóricamente el encapsulamiento perfecto sería aquel cuyo modo principal de su espacio interior coincidiese con la frecuencia de emisión de la fuente y fuese resonante, aunque en la práctica es imposible construir dicha cápsula por la precisión que se necesitaría para realizarlo. Puede optarse por unas dimensiones aproximadas, aunque aceptando una disminución del rendimiento del control.

b. Para un encapsulamiento resonante, el punto más adecuado para situar la fuente de ruido es cerca de uno de los nodos ya que la cancelación experimental es máxima.

c. Si puede acercarse a la fuente de ruido y esta no se encuentra cerca del nodo puede situarse la fuente secundaria a $\lambda/2$ de esta. Aunque por regla general, la fuente secundaria debe situarse siempre en un máximo. La ventaja de situar la fuente secundaria en uno de los extremos (máximo) es que puede cancelarse cualquier onda sin necesidad de tener que emplear otras fuentes, una por frecuencia y que la fuente de ruido puede situarse cerca del nodo.

d. Es posible cancelar ondas sonoras de ruido constante utilizando micrófonos y filtros de bajo coste. Podría aumentarse el rendimiento del control activo utilizando acelerómetros como transductores de las señales de referencia, aunque en ocasiones puede complicar el producto final.

e. Experimentalmente se han cancelado a las frecuencias fundamentales del motor tanto si eran resonantes como si no.



Se proponen las siguientes configuraciones del control en función de las soluciones requeridas:

Caso 1: Si una fuente de ruido de baja frecuencia está en el interior de un encapsulamiento el cual es resonante y la fuente no está localizada, se propone situar la fuente secundaria en uno de los extremos para realizar el control activo. Ejemplo: Ruido en ordenador personal.

Caso 2: Si una fuente de ruido de baja frecuencia ya está en un encapsulamiento el cual es resonante y la fuente está localizada se propone realizar un rediseño y situar la fuente de ruido cerca de un nodo del encapsulamiento y el altavoz secundario en uno de los extremos.

Caso 3. Si una fuente, que emite a baja frecuencia constante, está en un recinto de grandes dimensiones, puede encapsularse y situarse un altavoz cerca de esta, se recomienda situar esta en un encapsulamiento activo y colocar el altavoz secundario a $\lambda/2$.

Caso 4. Si una fuente, que emite a baja frecuencia, está en un recinto de grandes dimensiones, puede encapsularse pero no puede situarse un altavoz cerca de esta, se recomienda situarla en un encapsulamiento activo cerca del nodo de su frecuencia principal y colocar el altavoz secundario en uno de sus extremos.

13. APLICACIÓN DE LA TEORÍA DEL ENCAPSULADO ACTIVO EN UN ORDENADOR PERSONAL

13.1 Problemática de ruido en ordenadores personales

Actualmente, el ordenador personal es una herramienta indispensable, tanto en el trabajo como en el hogar. Aunque los niveles de ruido emitidos son bajos, pueden provocar fatiga en trabajos que requieran cierta concentración [1]. Debido al aumento de la velocidad de procesamiento de los últimos años se ha ido incrementando el calor producido por los procesadores y por tanto se han tenido que utilizar sistemas de evacuación mediante ventiladores que producen más ruido. Los niveles que emite un ordenador personal son de entre 35 a 45 [dB] siendo los más ruidosos de más de 60 [dB]. Aunque existen sistemas de refrigeración por agua y elementos que pueden disminuir el ruido hasta los 15-20 [dB], estos son en ocasiones caros o de difícil aplicación y en ocasiones, no son capaces de eliminar las bajas frecuencias. En este apartado se propone un sistema de reducción de ruido por control activo como método alternativo o incluso adicional a los sistemas actuales.

Se ha realizado un estudio de ruido y vibraciones de un PC y se ha propuesto un sistema de cancelación de ruido por control activo. Se ha aplicado la teoría propuesta en esta tesis sobre encapsulamiento activo y se ha diseñado un prototipo analógico sencillo y barato, acondicionando previamente la señal en el interior de la caja por métodos pasivos de bajo costo. Así mismo se han planteado mejoras.

Dentro de los casos que se han descrito en el apartado anterior, se trataría del caso 1, una fuente de ruido de baja frecuencia situada en un encapsulamiento, la caja de chapa, el cual es resonante, y una fuente que no está situada en una posición determinada en un conducto, el ventilador o ventiladores. En este caso la mejor opción consiste cancelar el ruido del interior del encapsulamiento situando la fuente secundaria en uno de los extremos para realizar el control activo.

13.2 Descripción de las fuentes de ruido en un ordenador personal

Las principales fuentes de ruido de un ordenador personal son [85]:

SPU (Unidad del Sistema de Procesamiento)

Se trata de la caja principal del PC y contiene la placa base y el procesador, las tarjetas auxiliares, los discos y periféricos, la fuente de alimentación y ventiladores.

Los ventiladores son los elementos requeridos para el enfriamiento de la fuente de alimentación y el procesador. Generalmente y dependiendo de la calidad de dichos ventiladores, producen un ruido continuo a ciertas frecuencias, normalmente bajas, que puede resultar molesto. Dicho ruido y las respectivas vibraciones vienen amplificadas por la caja metálica del ordenador.

Los discos duros producen un ruido continuo debido a su rotación, y producen vibraciones que pueden ser amplificadas por la caja.

Los lectores /grabadores (CD-ROM / DVD) producen un ruido bastante elevado cuando están en funcionamiento, pero sólo están activos en momentos puntuales y no de forma continua.

Los transformadores de la fuente de alimentación producen vibraciones mecánicas, pero de baja amplitud.

Monitor

El monitor produce mucho menos ruido que la SPU. Generalmente el ruido producido por su transformador, capacidades y otros componentes pueden producir vibraciones mecánicas cuyo ruido producido suele ser de entre 16 y 20 [kHz], casi inaudible. Se puede concluir que el ruido producido por éste, respecto al del PC, es despreciable.

Teclado

Los teclados producen un ruido discontinuo, pero que a veces es deseable para confirmar que una tecla ha sido presionada. Los teclados actuales son menos ruidosos que los antiguos y el ruido producido no acostumbra a ser molesto.

Periféricos

Los aparatos periféricos más comunes y utilizados suelen ser las impresoras y los escáneres. El ruido que provocan suele ser discontinuo y en ocasiones molesto. En esta tesis no se abordará la cancelación del ruido producidos por éstos por control activo, aunque sería interesante tratarlo en trabajos posteriores.

13.3 Métodos convencionales para reducir el ruido en ordenadores personales

Jason Kohrs, de BigBruin [86] propone 5 métodos para reducir el ruido en un PC, que se relaciona con los métodos que se han observado en las diferentes empresas consultadas. Se añadirán, además, en el texto otros procedimientos que se han observado en tiendas especializadas.

Ventiladores: Los ventiladores se sitúan sobre los procesadores, discos duros, tarjetas de video y en zonas estratégicas de la caja para su ventilación.

La solución al ruido provocado, se basa en la utilización de ventiladores soportados sobre cojinetes de bolas, de mayor tamaño a los convencionales, 120 [mm], con el fin de evacuar el mismo calor a menores revoluciones. Se suelen montar con tornillos especiales que aíslan el equipo de las vibraciones. Se puede objetar que dicha medida encarece el producto y que el ruido no se elimina completamente. Últimamente se está implementando el uso de refrigerantes por agua que evitar el problema del ruido aunque con un aumento de precio debido al coste de la instalación y requerimiento de mucho espacio. Aún así queda el problema del ruido producido por la bomba del agua que es totalmente audible en algunos casos.

Control de ventiladores: Existen ventiladores en los que puede reducirse la velocidad entre un 5 - 10% en función de la actividad del procesador, disminuyendo así el ruido. Aún así, incluso al mínimo, el ruido persiste aunque con menor amplitud.

Caja: En función de la configuración de la caja puede producirse mayor evacuación de calor y por tanto necesidad de menos número de ventiladores.

Aisladores de ruido y vibraciones: Debe tenerse en cuenta que la caja actúa como caja de resonancia y por tanto las vibraciones y el efecto de aumento de sonido debido a dicha resonancia, puede hacer que en el exterior el ruido aumente. Para evitar el efecto de la transmisión de las vibraciones, existen unos aisladores de goma que se sitúan entre el ordenador y la mesa y unos aislantes de silicona que se colocan entre las fuentes (ventiladores, discos duros, CD-ROM...) y la caja. Estos elementos se utilizarán para aislar el ventilador de la caja, y así, pueda funcionar el control activo. Así mismo se construirá un elemento antivibratorio especial para aislar el disco duro.



Fig. 13.1 Aislantes de goma de pie (izquierda) y aislantes de silicona (derecha). Fuente: QuietPC.

Para evitar la resonancia del ruido en la caja, se puede utilizar una capa de material de bajo índice de reverberación adhesivo, para evitar la resonancia, o una caja aislante para introducir el PC en su interior. El problema de dichos sistemas es que reducen bien a altas frecuencias pero son poco efectivos a bajas frecuencias y que debe vigilarse la temperatura de la CPU ya que se introduce un aislante térmico. Así mismo, si se desea reducir también a bajas frecuencias el grosor de la capa es tan elevado que dificulta la inserción de nuevas tarjetas y la manipulación del interior del PC. El precio se sitúa entre los 60 y 90 [\$] en el caso del forro, por lo que resulta bastante caro. En el caso de cajas aislantes, más caras, donde se sitúa el PC en el interior de estas, se pueden tener problemas de acceso a las unidades externas (CD ROM, Discos duros extraíbles, DVD...) y a los conectores externos.



Fig. 13.2 Fotografía de capa de tejido utilizado para evitar la resonancia en el interior del encapsulamiento. Fuente: QuietPC.

La fuente de alimentación: Existen algunas fuentes de alimentación en las que además de utilizarse ventiladores de 120 [mm], existe un controlador automático que regula la velocidad del ventilador en función de las exigencias y temperatura de la fuente.

Con las medidas aportadas de las diferentes referencias, se aprecia que es posible cancelar el ruido del ordenador pero a un precio elevado. Así mismo, esto conlleva una pérdida de espacio en el interior de la caja y un exhaustivo mantenimiento. Debe tenerse en cuenta que un aumento de temperatura en el interior del PC puede provocar que este deje de responder o una lesión en alguno de los componentes.

Por estos motivos, se propone un sistema de control activo de tipo analógico, de bajo coste, apoyado en el aislamiento a vibraciones mecánicas de las fuentes [87].

Dicho sistema comporta muy poca reducción de espacio en el interior de la caja, bajo coste de fabricación, bajo coste de instalación, bajo mantenimiento y no influye en un incremento de calor por aislamiento térmico.

13.4 Descripción del ordenador objeto de estudio

En esta tesis, se ha utilizado un ordenador sencillo y con limitadas fuentes de ruido. El ordenador utilizado está desprovisto de ventilador en la placa base. La torre o carcasa utilizada es pequeña y en cuyo espacio interior, no ocupado, se tiene una profundidad de aproximadamente 36 [cm].

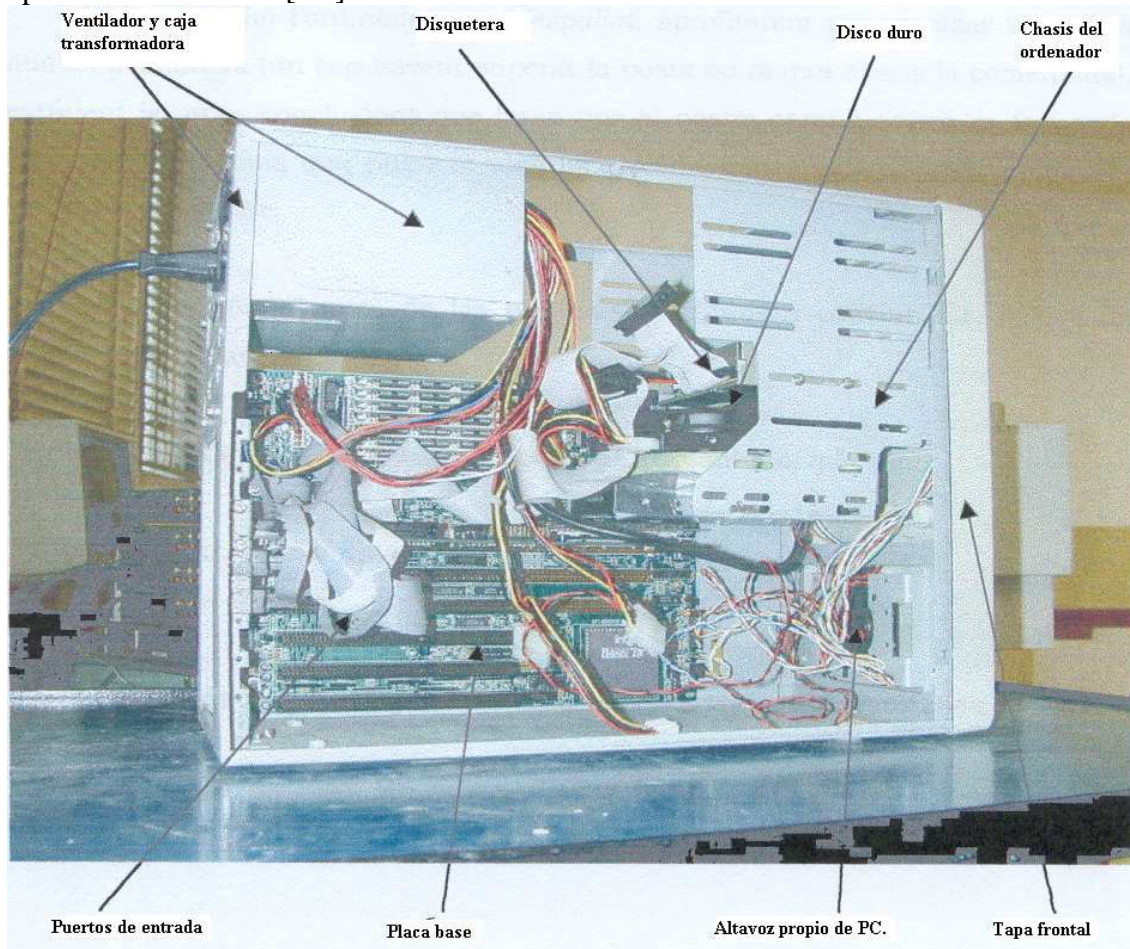


Fig. 13.3 Descripción del ordenador personal utilizado en esta tesis.

Las fuentes generadoras de ruido que se han estudiado son:

- Una fuente de alimentación que posee un ventilador de 7 aspas de diámetro de 80 (mm) y que gira aproximadamente a 2000 [rpm].
- Un disco duro que gira a 3600 [rpm].

Otros elementos contenidos en la caja son:

- Placa base con procesador.
- Disquetera de 3 ½.
- Chasis del ordenador anclado a la caja que contiene las distintas unidades de lectura y disco duro.
- Tarjetas de video y sonido.
- Altavoz del PC.

En el momento del ensayo este tipo de ordenador ya era obsoleto a nivel funcional, pero se ha creído que era adecuado para poder demostrar las hipótesis expuestas de forma clara y sin demasiadas complicaciones añadidas. En futuros trabajos podrían comprobarse estas teorías para ordenadores más complejos.

13.5 Control activo en un ordenador personal

13.5.1 Propuesta alternativa para la reducción de ruido por control activo

En este apartado de la tesis se propone un sistema alternativo de reducción de ruido en un ordenador personal mediante control activo utilizando alguno de los aspectos teóricos abordados. En la [figura 13.4](#) se muestra como sería esquemáticamente dicho sistema, donde se mezclan elementos para eliminar la transmisión estructural y el control activo que se utiliza para eliminar la resonancia de la caja.

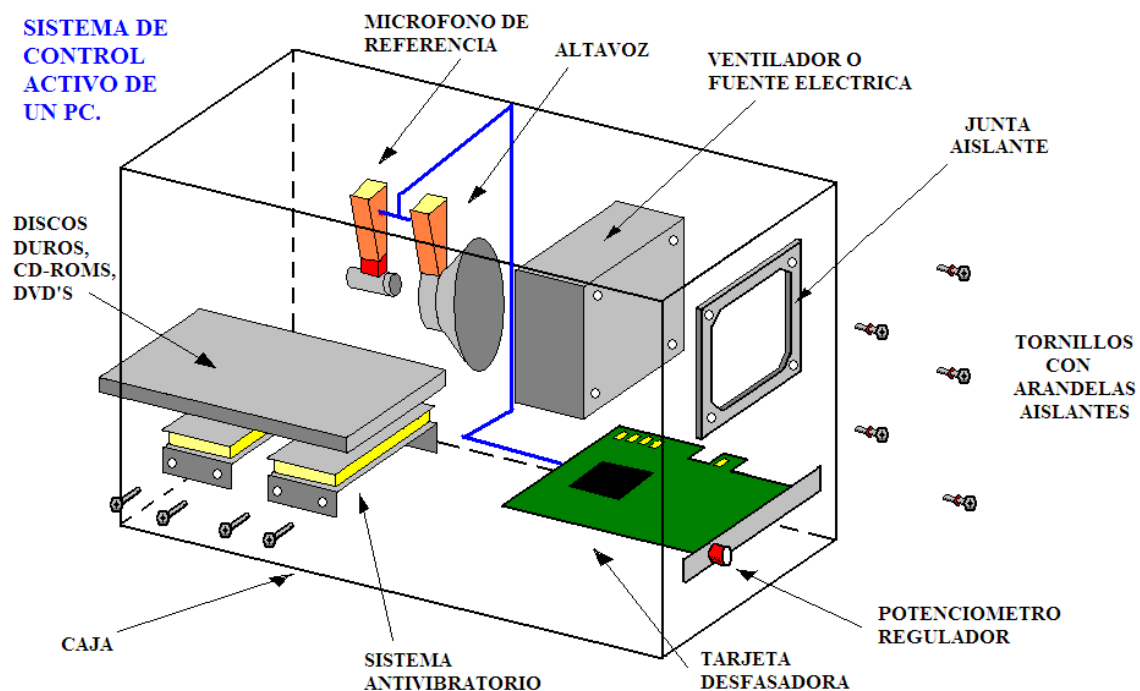


Fig. 13.4 Sistema de control del ruido de un ordenador personal, mediante control activo, de bajo coste.

Entre los elementos antivibratorios se distinguirían: los que aíslan los discos duros, unidades CD-ROM o DVD de la caja y los que aíslan mediante juntas los ventiladores y la fuente de alimentación de la caja. En este último grupo, actualmente se incluirían los ventiladores que refrigeran las diferentes tarjetas. Si los aislamientos están bien diseñados no se estima oportuno aislar la caja del exterior.

El grupo de control de ruido mediante control activo estaría formado por un micrófono de referencia situado aproximadamente en el punto medio de la caja en la parte superior, un altavoz situado lo más próximo a uno de los extremos de la caja y de una tarjeta de control desfasadora conectada a la placa madre. Desde la tarjeta se conectarían micrófono y altavoz mediante cableado. La tarjeta realizaría el desfase de la onda manualmente, mediante un potenciómetro o automáticamente mediante software. En el caso de funcionar automáticamente el precio de la tarjeta sería del orden del de una tarjeta de sonido de gama baja.

En esta tesis se ha trabajado con un sistema manual ya que lo que se pretendía era evaluar la validez del procedimiento, más que fabricar un prototipo más práctico.

En los siguientes apartados se describirán y analizarán los diferentes elementos utilizados, se describirá la metodología y se discutirán los resultados experimentales.

13.5.2 Elementos antivibratorios

La transmisión de la vibración de una de las fuentes de ruido puede propagarse hasta el encapsulamiento, hacerlo vibrar y aumentar el ruido tanto en el interior como en el exterior a este. Así mismo se ha determinado experimentalmente que aunque se reduzca el ruido por control activo en el interior del encapsulamiento, no es posible hacerlo en el exterior si no se elimina la propagación de la vibración por vía estructural. Por lo tanto el primer paso para controlar el ruido, por control activo, es cancelar la propagación de las vibraciones de las fuentes por vía estructural. Para ello se han utilizado aislantes pasivos.

Para evaluar la magnitud de las vibraciones producidas por el ventilador y por el disco duro se realiza una determinación experimental de la velocidad de oscilación utilizando un acelerómetro, preamplificador y analizador correspondiente.

En el caso del disco duro se producen vibraciones de amplitudes superiores a 10 [mm/s] para la frecuencia de 2000 [Hz]. En el caso del ventilador se producen vibraciones a baja frecuencia inferiores a 1000 [Hz] con velocidades algo más bajas.

Por esta razón se ha decidido abordar la reducción del modo producido por el disco duro, de mayor frecuencia de vibración, mediante elementos pasivos.

Es preciso comentar que las fuentes son menos ruidosas al aire libre que en el interior del encapsulamiento por lo que es evidente el efecto de caja de resonancia de este.

Aislamiento por vía estructural del disco duro respecto a la caja

En el momento de realización de los ensayos no existían en el mercado sistemas de aislamiento de los discos duros. Se tuvo que diseñar un elemento que redujese de forma

sencilla la transmisión de las vibraciones y fuese de fácil instalación, precio bajo, ignífugo y adaptable a todos los tipos de cajas.

Se ha realizado el cálculo de dicho amortiguador a partir de la referencia [77].

Los aisladores se han construido como un “sandwich” de la espuma entre dos chapas de aluminio de 25 x 90 [mm] y espesor de 2 [mm], las cuales se han taladrado y roscado para que la chapa inferior pueda montarse al chasis del ordenador y la superior al disco duro.

En la práctica es difícil, una vez seleccionado el material, encontrar teóricamente el espesor del material óptimo que permita la deformación estática calculada y que por tanto reduzca la transmisión de las vibraciones. Por ello se ha procedido a ensayar experimentalmente, cuál es el espesor óptimo entre los valores de 15, 20, 25, 30, 35 y 40 (mm) y que produzca menor transmisibilidad.

Para realizar el ensayo se ha controlado la velocidad de vibración producida por el disco duro y la transmitida al chasis del ordenador, a través de espumas de diferentes espesores mediante un acelerómetro, su amplificador y un analizador de vibraciones Brüel&Kjaer 2515. Para manejar los datos sin dificultad se ha analizado la diferencia en tanto por ciento (Dif), para diferentes intervalos de frecuencia entre las velocidades de vibración con y sin aislador según la expresión:

$$Dif(\%) = \frac{(V_{sin\ aisl} - V_{con\ aisl})}{V_{sin\ aisl}} \cdot 100 \quad (13.1)$$

Suponiendo que aunque la frecuencia de excitación del disco duro es de 60 [Hz] pueden existir armónicos a frecuencias mayores se realizará la media (Med), en tanto por ciento para los diferentes intervalos de frecuencias (n° int), entre 20 y 5000 [Hz] para maximizar la reducción del aislador.

$$Med(\%) = \frac{\sum_{n=1}^{n^{\circ} \text{int}} Dif(\%)}{n^{\circ} \text{int}} \quad (13.2)$$

El resultado de dicho estudio se muestra en la [figura 13.5](#), donde se deduce que el espesor óptimo, en este caso, es de 25 [mm]. Si el grosor es inferior la cantidad de espuma que se interpone no es capaz de absorber toda la energía y por tanto, parte de la vibración pasa a la caja. En cambio si el grosor es mayor, el disco no tiene suficiente energía para deformar la espuma y ésta se comporta como una unión rígida, es decir como si se fijase el disco directamente al chasis con la consiguiente vibración del este.

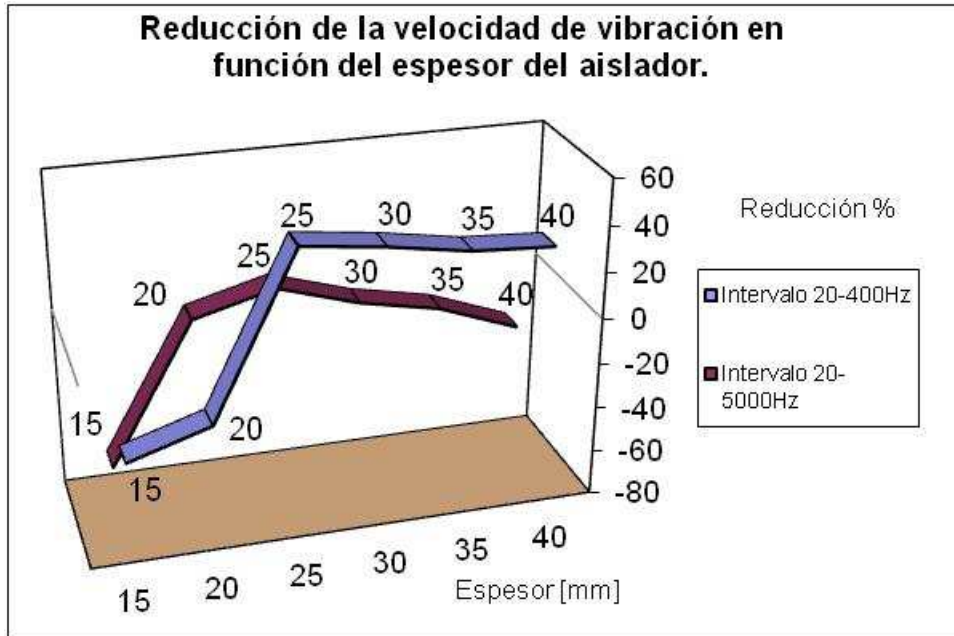


Fig. 13.5 Gráfica de la reducción porcentual de la velocidad de vibración en función del espesor de la espuma del aislador.

Como puede comprobarse, dicho espesor, 25 mm, es más efectivo a bajas frecuencias, pero también provoca mayor reducción en un intervalo de frecuencias mayor, de 20 a 5000 [Hz], que el resto de los espesores.

Una vez que se ha instalado dicho aislador entre el chasis de la caja y el disco duro, se aprecia una reducción de ruido en el exterior de la caja del 40%. Dicha reducción se concentra, como ya era de esperar, a bajas frecuencias.

De esta forma se demuestra que el ruido provocado por la acción del disco duro se produce por vía estructural y no aérea.

Aislamiento por vía estructural del ventilador respecto a la caja

Es necesario y conveniente aislar el ventilador de la caja para impedir que se transmitan las vibraciones de este por vía estructural. Existen aisladores en el mercado como los que se muestran en la [figura 13.2](#)

13.5.3 Ruido generado por el PC

Cancelado el ruido producido por el disco duro, la única fuente de ruido que puede emitir ruido al exterior del PC es el ventilador.

En la [figura 13.6](#) se muestra el espectro de frecuencias en un punto situado en el exterior de la caja. Puede observarse que entorno a 270 [Hz], que es la frecuencia principal del ventilador, aparece un intervalo de frecuencias excitadas.

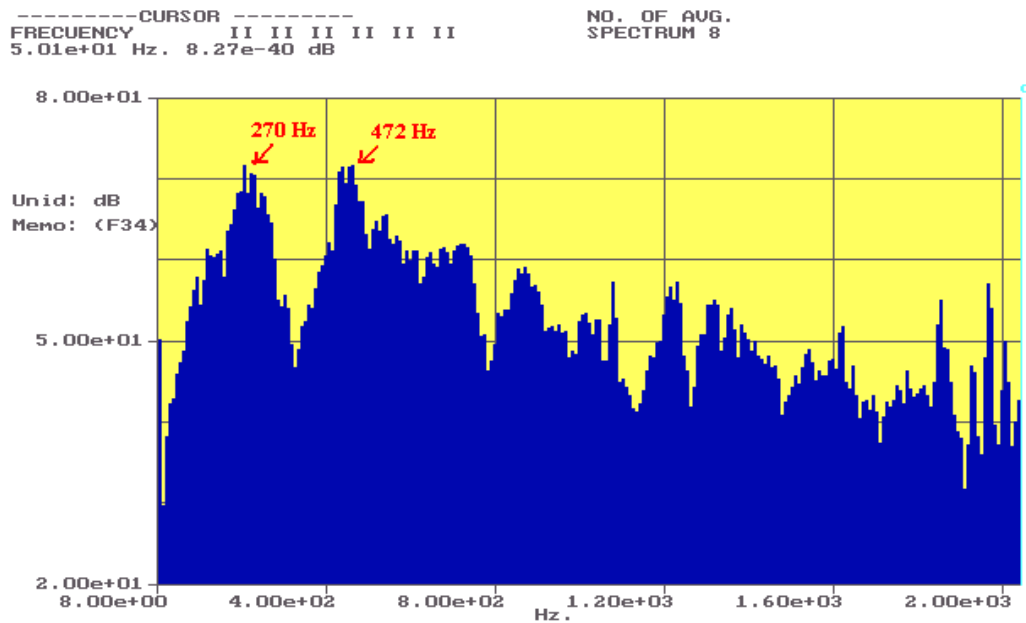


Fig. 13.6 Espectro de frecuencias del nivel de presión sonora [dB] producido por el ventilador del ordenador en un punto situado en el exterior a este.

Entorno al segundo armónico aparecen un conjunto de frecuencias situadas entorno a 472 [Hz]. Esta frecuencia se corresponde a la primera frecuencia propia de la caja del ordenador de longitud 36 [cm]. Esto implica que el máximo pico de ruido no depende tanto de la magnitud del ruido producido por el propio ventilador sino del efecto de caja de resonancia del PC.

Para verificar esta hipótesis se ha analizado el campo acústico en el interior de la caja. Se han dispuesto en el interior del ordenador una serie de micrófonos separados entre sí a unos 20 [mm] e intercalados y situados entre el extremo próximo al ventilador y al extremo de la caja.

El resultado se muestra en la [figura 13.7](#). A 270 [Hz] el nivel sonoro en el interior del PC es muy bajo y se distribuye aleatoriamente, mientras a 472 [Hz], como puede verse en la gráfica, el nivel es alto y se distribuye formando claramente una onda estacionaria con su mínimo en el centro de la caja a 18,3 [cm].

Tras este estudio se determina que es posible cancelar la onda de 475 [Hz], ya que el campo acústico es conocido y forma una onda estacionaria en la caja, uno de los casos que se barajaban en el estudio teórico. Para ello se evaluará el sistema de control óptimo.

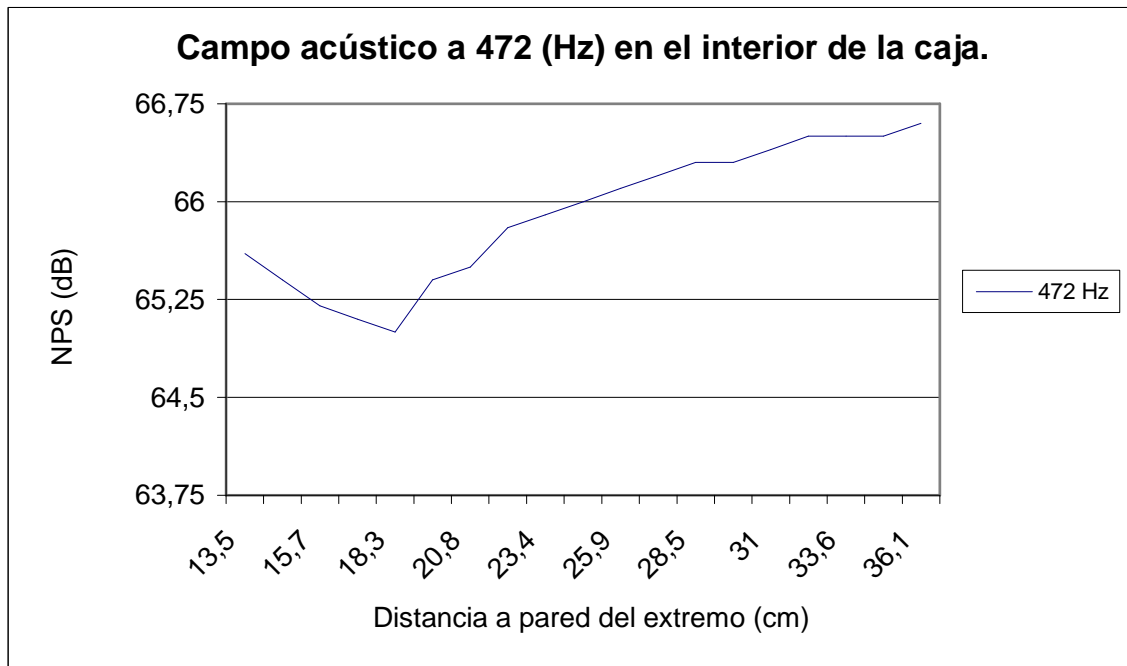


Fig. 13.7 Onda acústica formada en el interior de la caja entre 13,5 y 36,1 [cm] del extremo de la caja a la frecuencia de 472 [Hz].

13.5.4 Sistema de control

El objetivo del sistema de control utilizado, es generar un campo acústico secundario opuesto al primario para cancelar el ruido del ventilador a la frecuencia de resonancia de la caja del ordenador. Es la razón por la que se ha escogido un sistema de reducción de ruido analógico, ya que es el tipo más sencillo y de menor coste, y porque el ruido generado es constante, a baja frecuencia y comprendido dentro de un intervalo de frecuencia fijo. Si el objetivo fuera cancelar en todo el interior de la caja a cualquiera de las frecuencias fundamentales, el sistema de control debería ser digital, con una tarjeta DSP, unos micrófonos para evaluar la señal de error, lo cual encarecería el producto final.

El sistema analógico propuesto consta fundamentalmente de varios sistemas:

- Sistemas de detección de ruido (micrófono de referencia).
- Sistema preamplificador de la señal de entrada.
- Sistema de filtrado de la señal de entrada.
- Sistema desfasador de la onda sonora.
- Sistema amplificador de la señal de salida.
- Sistema de emisión de la onda desfasada.

El sistema será de tipo *feedforward* con adaptación manual de forma que el usuario pueda desfasar la onda manualmente mediante un reóstato hasta que perciba una reducción del ruido. Como el ruido suele ser estable, no existirán cambios de frecuencia de emisión del ventilador. El sistema de control es capaz de corregir automáticamente los cambios de amplitud de ruido a partir de la señal de referencia. De hecho y como ya

se ha comentado en la introducción dicho sistema es el que se utiliza en muchos ordenadores para regular la velocidad del ventilador, aunque en ese caso, con el peligro de calentamiento de los procesadores y posible interrupción de las operaciones realizadas por el ordenador.

Sistema de detección de ruido

Para realizar el control activo es necesario, en un sistema *feedforward*, conocer la señal de referencia. Dicha señal podría obtenerse mediante un acelerómetro, a partir de las vibraciones generadas por el ventilador, pero la frecuencia máxima de vibración podría ser distinta de la máxima de resonancia de la caja. Por esta razón, se ha preferido optar como transductor, por el uso de un micrófono electret.

Si el sistema fuera controlado por una tarjeta por *feedforward* adaptativo, como se ha realizado con el motor, sin duda, el micrófono de referencia (así como el de error) se situarían en un máximo. En este caso el posicionamiento del micrófono de referencia, debido a la no linealidad del amplificador, se ha preferido situar cerca del nodo de la onda de 475 [Hz], situado a 18 [cm] del ventilador, dentro de la caja. De esta forma la señal de referencia es casi constante, y aunque varíe la amplitud de la onda, no lo hace la onda emitida por la fuente secundaria. El micrófono de error como se ha determinado en la parte teórica se sitúa en un máximo (extremo).

Para situar el micrófono a la distancia correspondiente se sitúa éste en un soporte imantado en la base (o con base adhesiva) que pueda fácilmente anclarse en la parte superior de la chapa de la caja. En el ensayo se ha situado una barra metálica anclada entre el chasis de la caja, donde se sitúan discos duros y otras unidades, y la caja de la fuente de alimentación, al otro extremo. El micrófono se ha anclado a la barra mediante una brida. El micrófono se alimenta de una salida de la tarjeta, que a su vez se alimenta de la propia fuente de alimentación del ordenador.

Sistema preamplificador de la señal de entrada

Se ha optado por utilizar un kit comercial “Preamplificador microfónico (Cod FT 489K) de Iberfutura electrónica” basado en el integrado LM741. Dicho sistema es de bajo coste, inferior a 5 [€], e integra el micrófono electret, su polarización y un sistema de preamplificación que permitirá conseguir, a partir de la señal de referencia, de un voltaje de algunos [mV], en la salida de entre 1 y 5 [V].



Fig.13.8 Circuito de captación y amplificación de la señal de referencia. (Fuente: Iberfutura Electrónica).

El circuito del sistema de captación y preamplificación se detalla en la [figura 13.9](#).

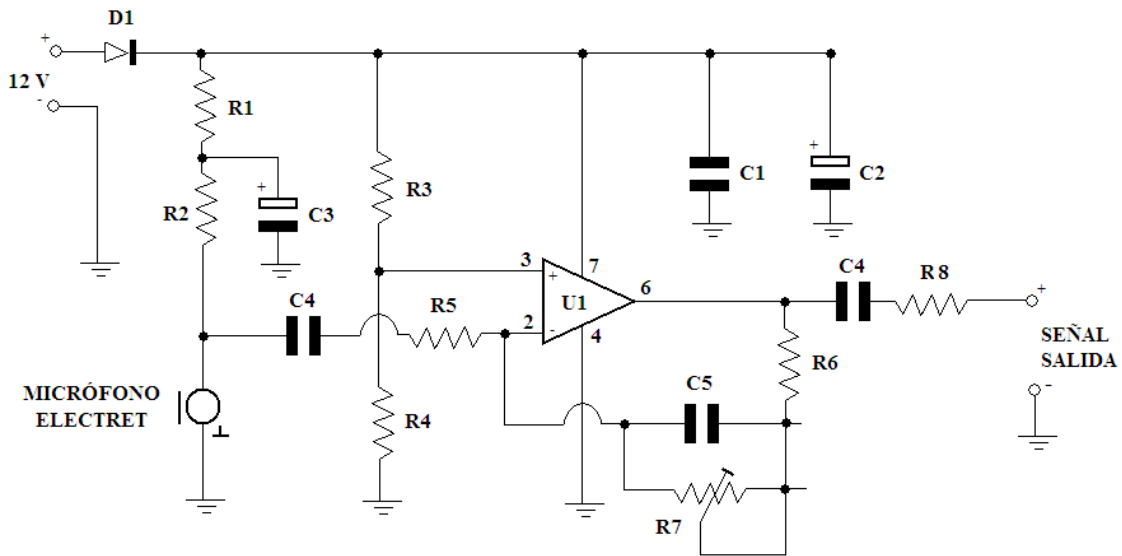


Fig. 13.9 Circuito electrónico de captación y preamplificación para el integrado LM741.

Sistema de filtrado de la señal de entrada

El sistema de filtrado de la señal de entrada se sitúa tras el preamplificador y su función es eliminar de la señal de entrada aquellas frecuencias que no estén en el intervalo cercano a la frecuencia que se quiere controlar, que es 472 [Hz]. Debido a que el control de un intervalo concreto sería muy difícil de encontrar en el mercado y se pretende que sea de bajo coste, se ha diseñado el circuito de filtrado activo [87].

Otra opción sería la de realizar el control no sólo del intervalo cercano a la frecuencia de resonancia de la caja sino de todas las que se pueden cancelar con control activo. Para ello el filtro más adecuado sería un filtro pasabajos. El problema de trabajar de esta forma es que mientras para cancelar en el intervalo de frecuencias en torno a la de resonancia de la caja se obtiene un alto rendimiento en la cancelación situando el altavoz secundario en el extremo, en el caso de querer cancelar otro tipo de ondas el máximo rendimiento se conseguiría situando la fuente secundaria a $\lambda/2$ de la fuente primaria, lo que significaría variar la posición de dicho altavoz según sea el ventilador y complicaría el sistema.

Filtro pasabajos

Los filtros pasabajos se utilizan para eliminar todas las señales de frecuencia superior a una dada denominada frecuencia de corte. En este caso se muestra un filtro pasabajos con frecuencia de corte de 1000 [Hz].

Interesa un filtro activo en que la pendiente en [dB/octava] sea lo más alta posible para que así el corte sea en un intervalo de frecuencias lo más reducido posible en torno a 1000 [Hz]. Por ello se escoge un filtro pasabajos de 24 [dB/octava], es decir un filtro que cae 24 [dB] cada vez que la frecuencia se duplica. Se escoge entre las funciones de Chebychev, Butterworth o Bessel, eligiendo la de Butterworth ya que tiene mejor respuesta en frecuencia aunque tiene el problema de tener mayor oscilación secundaria respecto la de Bessel.

El esquema del circuito para la función Butterworth de cuarto orden con resistencias iguales se muestra a continuación:

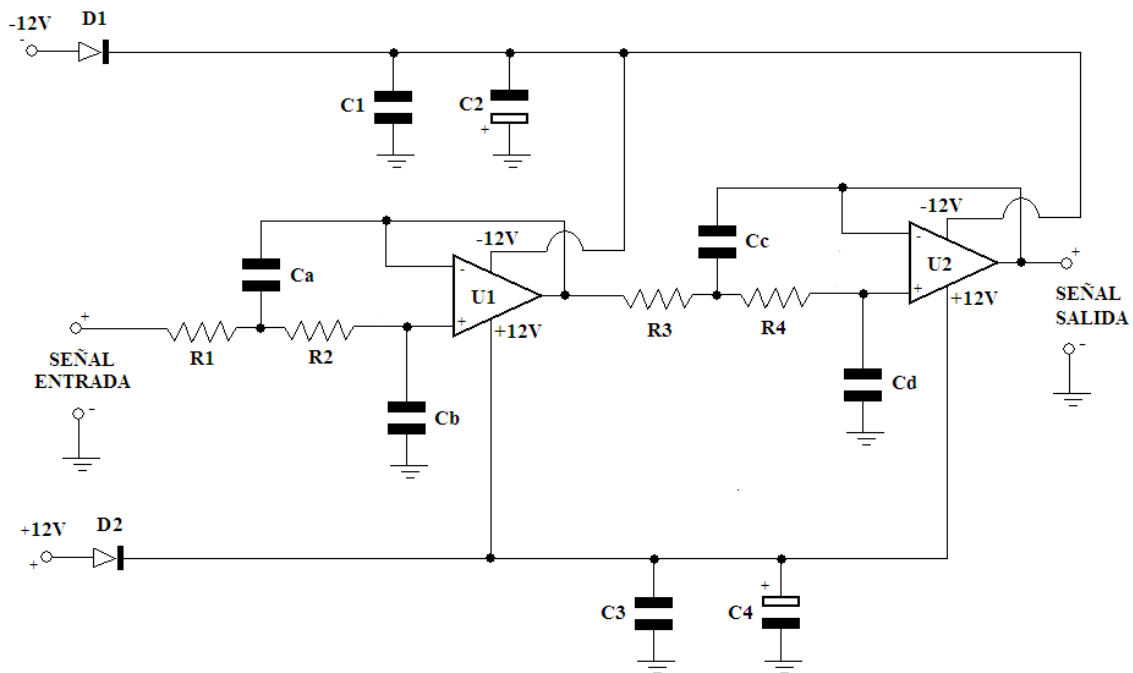


Fig. 13.10 Esquema de un circuito pasabajos de Butterworth de cuarto orden.

Los valores de los condensadores se escogen en función de $R = 10 \text{ [k}\Omega\text{]}$, entre 4.7 y $10 \text{ [k}\Omega\text{]}$, y las funciones de aproximación. Los valores de los condensadores según la función de Butterworth son [88]:

$$C_a = \frac{1.0824}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot R}$$

$$C_b = \frac{0.9239}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot R}$$

$$C_c = \frac{2.6130}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot R}$$

$$C_d = \frac{0.3827}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot R}$$

Donde f es la frecuencia de corte : $f = 1000 \text{ [Hz]}$ y R la resistencia escogida: $R=10000 \text{ [}\Omega\text{]}$.

Se muestra a continuación un esquema real del circuito de señal (sin los condensadores para eliminar continua). En el esquema E_1 y S_1 son la entrada y salida del filtro respectivamente y $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 10 \text{ [k}\Omega\text{]}$, $C_a = C_b = 15 \text{ [nF]}$, $C_c = 39 \text{ [nF]}$ y $C_d = 5 \text{ [nF]}$.

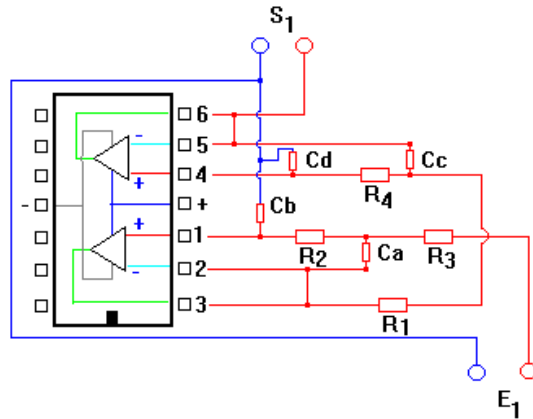


Fig. 13.11 Esquema de un circuito real del filtro pasabajos con frecuencia crítica de 1000 [Hz].

La entrada de alimentación positiva y negativa se conecta a los bornes de la alimentación del PC de +12 y -12 respectivamente.

Filtro pasabandas

Debido a que el objetivo del control es reducir la frecuencia de resonancia de la caja y que esta es de 472 [Hz] se ha diseñado un filtro pasabajos que corte la señal entre 400 [Hz] y 500 [Hz]. La función que se ha utilizado para ello es una Butterworth de cuarto orden consiguiéndose reducciones de 24 [dB/octava]. En la figura 13.12 se muestra un esquema del circuito.

Para el cálculo de los componentes del filtro se ha utilizado el programa “FilterLab v2.0” ya que permite optimizar el filtro y calcular las gráficas de bode en frecuencia y fase de forma inmediata.

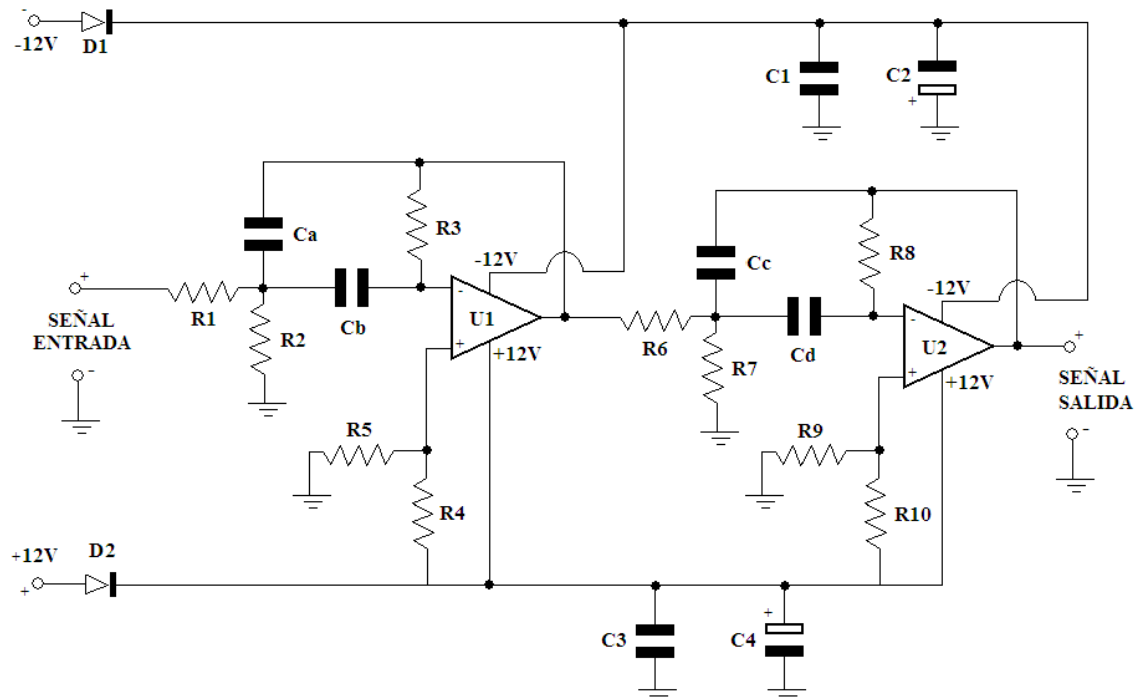


Fig. 13.12 Esquema de un circuito del filtro pasabandas con frecuencias críticas de 400 [Hz] y 500 [Hz].

Para la alimentación del integrado se ha utilizado la alimentación de la fuente y para que en el borne positivo del integrado hubiese la mitad de la tensión de alimentación $V_{dd}/2$ se ha utilizado un divisor de tensión con resistencias de 50 [k Ω].

En la gráfica de la [figura 13.13](#) se observa como la magnitud decrece al alejarse del intervalo comprendido entre las frecuencias de 400 y 500 [Hz] por lo que el control recaerá sobre dicho intervalo.

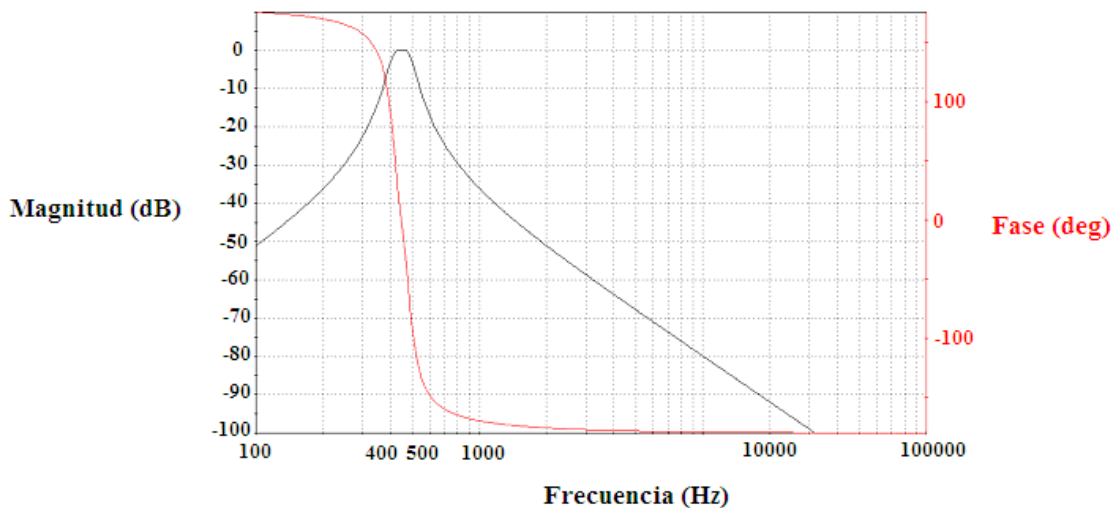


Fig. 13.13 Gráfico de la respuesta del filtro pasabandas en amplitud y fase en función de la frecuencia.

Sistema desfasador de la onda sonora

Un desfasador es un circuito cuya señal de salida queda retrasada o adelantada respecto a la señal de entrada. Así mismo, se debe procurar que la amplitud de las señales de entrada y de salida sea igual.

Se ha optado por un sistema desfasador analógico basado en la bibliografía [5], [89] que se ha construido tras el filtro. La función es la de desfasar la onda con el fin de eliminar o reducir la señal de ruido a 472 [Hz].

Los desfasadores contruidos sólo pueden cancelar tonos puros de ondas senoidales como las producidas por el ventilador y para su correcto funcionamiento se debe vigilar que la amplitud de la onda de entrada no supere los 5 [V].

El diagrama del circuito desfasador se esquematiza en la [figura 13.14](#).

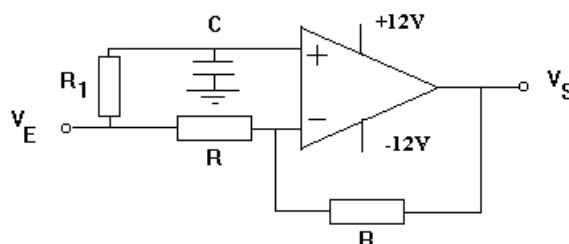


Fig. 13.14 Esquema de un circuito desfasador

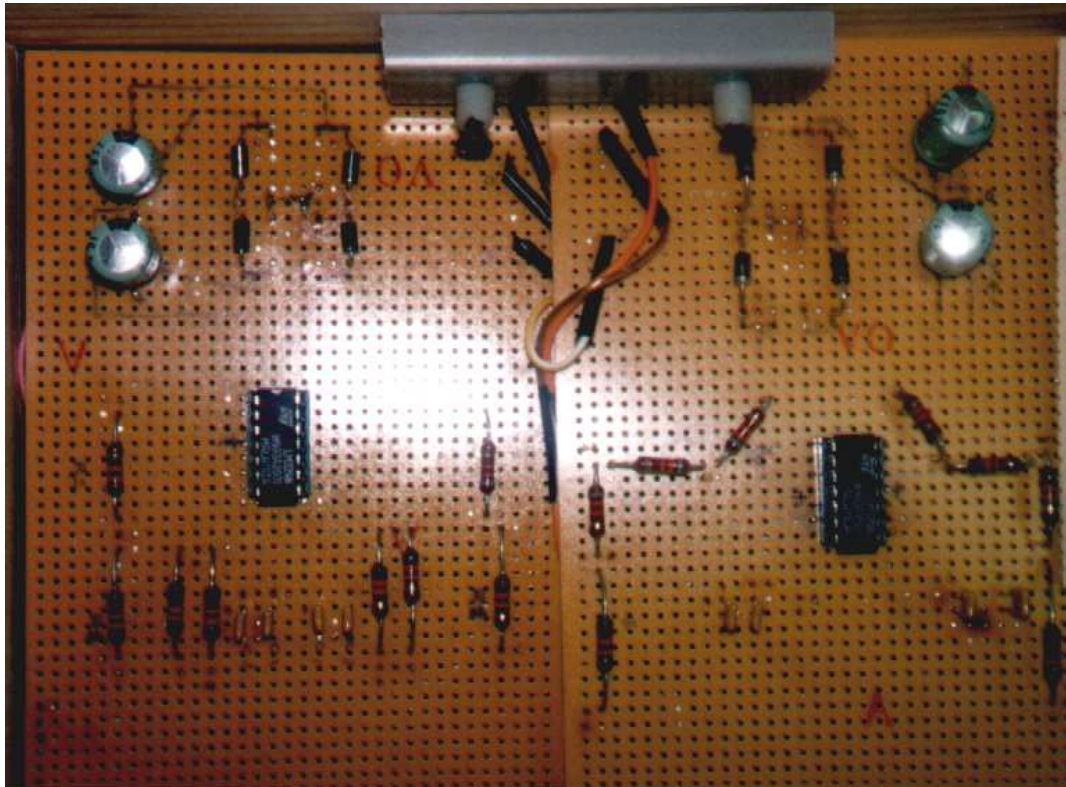


Fig. 13.15 Prototipo de desfasadores utilizados para realizar las primeras pruebas de control activo.

Se ha construido un prototipo con varios desfasadores y un filtro pasabajos de frecuencia de corte igual a 1000 [Hz] alimentado con un transformador para comprobar si se produce cancelación utilizando dichos circuitos.

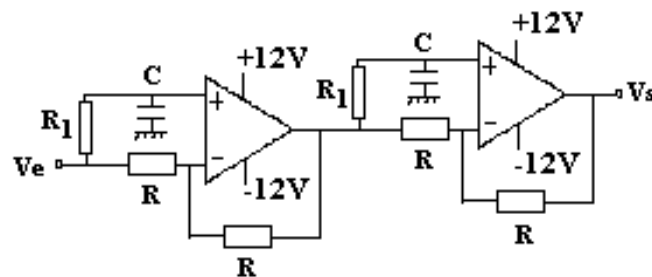


Fig. 13.16 Esquema de un circuito desfasador simplificado.

Finalmente en la [figura 13.17](#) se muestra el esquema del circuito para un desfasador que debe integrarse en la tarjeta de control.

Se muestra en la [figura 13.18](#) el esquema de conexión del circuito de señal con el integrado LM324N. En el esquema E_1 y S_1 son la entrada y la salida respectivamente. $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 8$ [k Ω], $C_1 = C_2 = 220$ [nF] y $P_1 = P_2 = 10$ [k Ω] es el valor máximo de los reóstatos.

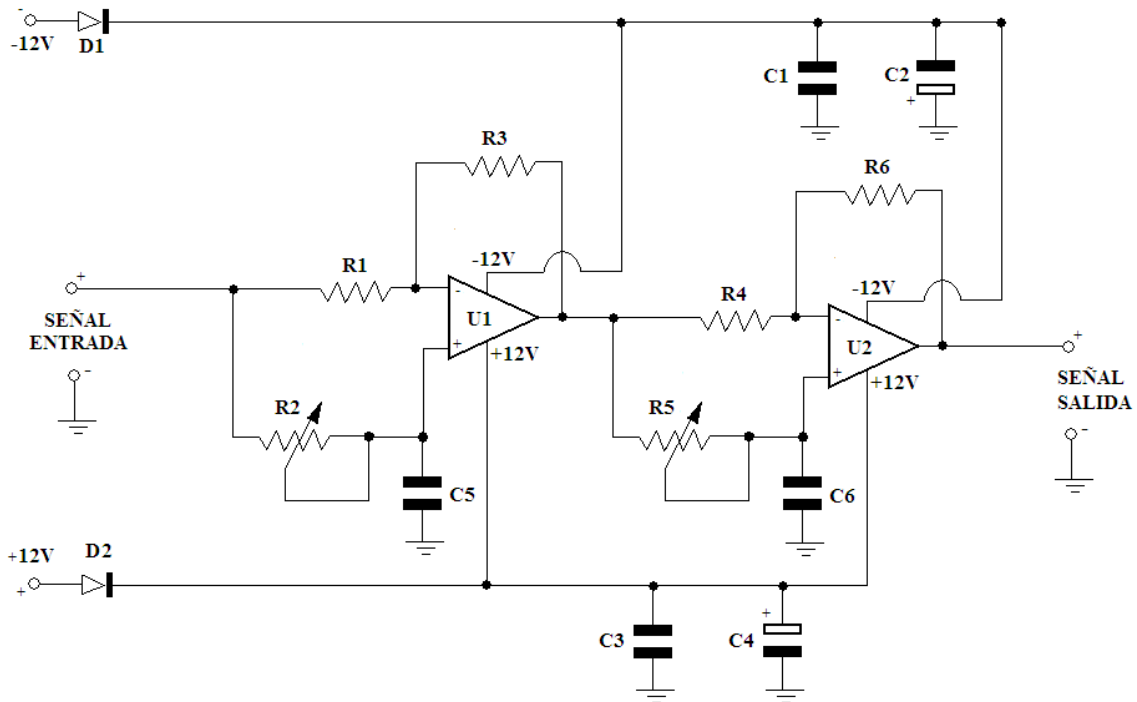


Fig. 13.17 Esquema de un circuito desfasador completo.

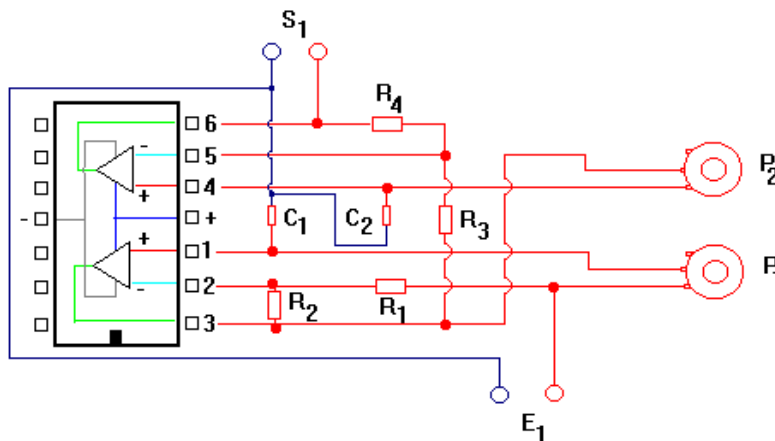


Fig. 13.18 Esquema de un circuito desfasador completo en el integrado LM324N.

En la [figura 13.19](#) se adjuntan los resultados obtenidos en el osciloscopio y calculados con el programa Work Bench a partir del circuito de la [figura 13.18](#).

Como se observa en la [figura 13.20](#), la onda resultante del desfase mediante este circuito ribetea en la zona extrema de la onda. Esto se debe a que el Opamp con esta realimentación acostumbra a tener dicha perturbación. Podría disminuirse esta disfunción añadiendo una resistencia en serie con el condensador (C_1 , C_2) pero no se ha realizado debido a que la mejora producida es despreciable y dicho ribeteo no produce demasiados problemas en el sistema de cancelación acústico.

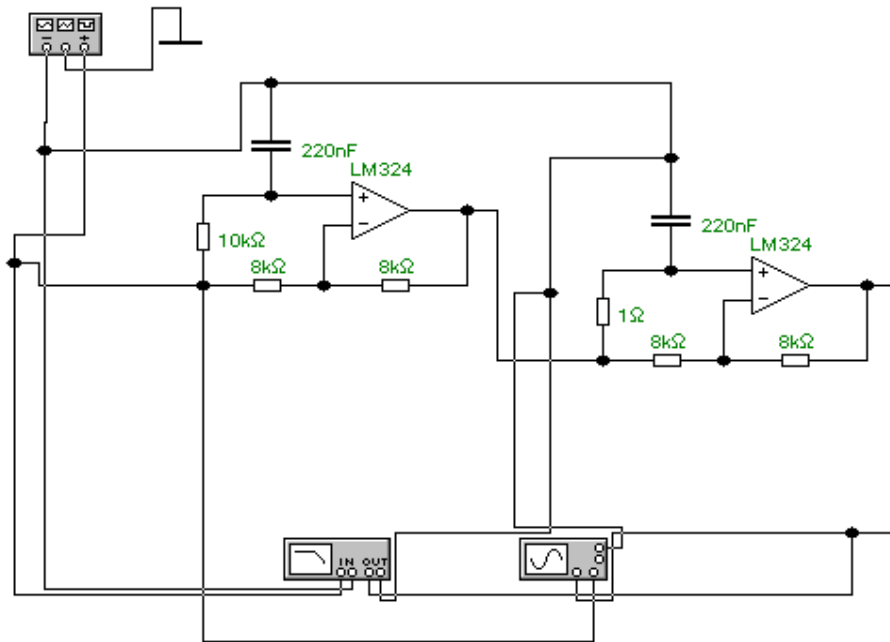


Fig. 13.19 Simulación del circuito desfasador en el programa Work Bench.

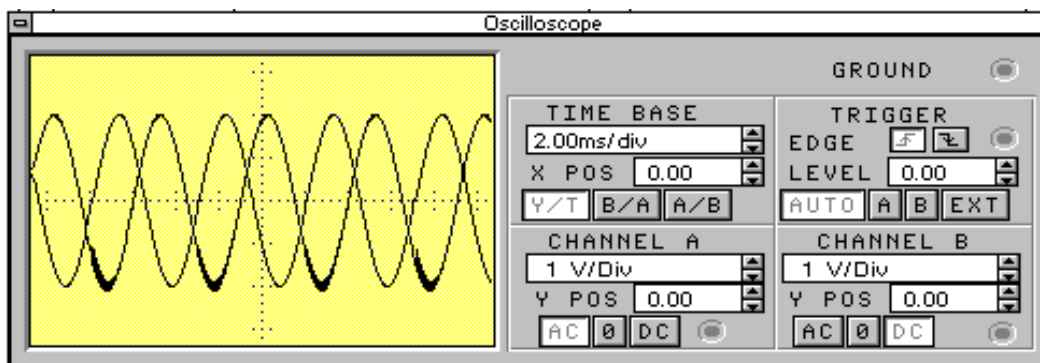


Fig. 13.20 Simulación de la comparación de fase entre la señal de entrada y de salida en un osciloscopio virtual.

Una vez desarrollado el filtro y el desfasador se ha comprobado su validez experimentalmente.

Sistema amplificador de la señal de salida

Una vez filtrada y desfasada la señal, ésta, en algunos casos, debe amplificarse adecuadamente para poderse emitir la onda secundaria mediante el altavoz. En este caso no ha sido necesaria la amplificación ya que el altavoz utilizado podía emitir perfectamente la señal de salida a la amplitud de la señal de entrada.

En otros casos existen en el mercado kits de amplificadores comerciales de bajo coste como el M2637 de Iberfuturo de hasta 2,5 [W] (4Ω/12V) de salida con alimentación de 12 [Vdc] mostrado en la [figura 13.21](#).

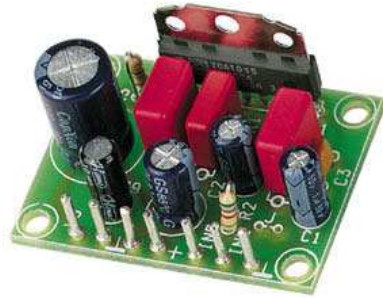


Fig. 13.21 Circuito de amplificación de la señal de salida. (Fuente: Iberfutura Electrónica).

Sistema de emisión de la onda desfasada

Normalmente las cajas suelen incorporar altavoces internos de 1 [W] situados internamente en la parte frontal. En este caso se ha utilizado uno de estos altavoces para realizar el control.

13.5.5 Resultados experimentales obtenidos

Antes de mostrar los resultados obtenidos en el control activo del interior de la caja del ordenador se indican los elementos que intervienen en el control, su posición y funcionamiento.

El micrófono de referencia se ha situado en el interior de la caja cerca de un nodo de la onda de frecuencia de 472 [Hz] a 18,3 [cm] de uno de los extremos, que es aproximadamente la mitad de la magnitud longitudinal de la caja.

El altavoz o fuente secundaria y el micrófono donde se evalúa el error, se han situado en uno de los extremos interiores de la caja, en la zona frontal del PC.

La tarjeta de control es analógica y se regula su amplitud y desfase mediante resistencias variables. La regulación la realizaría el usuario a oído, aunque en la evaluación se ha utilizado un analizador para su optimización.

El sistema de control activo (micrófono de referencia, tarjeta de control y altavoz), se han alimentado con la fuente de alimentación del PC y se han conectado mediante cableado.

Cancelación en el interior de la caja

Una vez realizado el control activo se ha determinado la amplitud en función del intervalo de frecuencias a cancelar en el micrófono de error, situado próximo al altavoz y se ha comparado con los obtenidos sin el control.

En la [figura 13.22](#) se muestra los resultados obtenidos con o sin control al intentar reducir la frecuencia de 472 [Hz].

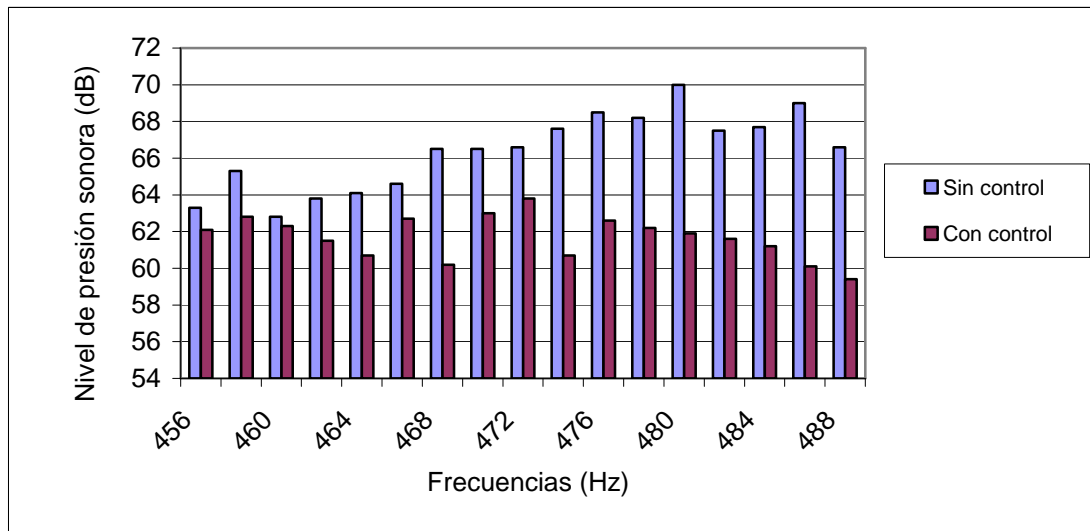


Fig. 13.22 Comparación entre el NPS en el micrófono de error antes y después del control activo en el intervalo de frecuencias entorno a 472 [Hz] en el interior de la caja.

Se observa en la [figura 13.22](#) que se cancela no sólo la frecuencia a cancelar, 472 [Hz], sino también las frecuencias próximas. Se ha conseguido una reducción media en el intervalo comprendido entre 456 y 488 [Hz] de 4,7 [dB], lo que supone un 7% del nivel de presión sonora de éste. Aunque este valor pueda parecer, a priori, pequeño se debe pensar que cada 3 [dB] de reducción equivale a disminuir la mitad la energía asociada a la onda sonora.

Por otro lado, no se debe olvidar que el reducir el ruido dentro de la caja equivale a eliminar la resonancia en esta por lo que provoca una cancelación mayor en el exterior de la caja.

A dicha reducción se debe añadir la asociada al aislamiento del disco duro, el cual se ha desconectado al realizar la cancelación del ruido del ventilador.

Cancelación en el exterior de la caja

Se ha valorado la reducción obtenida en un punto en el exterior de la caja. Dicho valor es orientativo ya que se deberían conocer los resultados en más puntos del recinto para corroborar cual es el resultado medio de la cancelación.

Posteriormente se ha evaluado el nivel de presión sonora en el intervalo de frecuencias a cancelar entre 456 y 488 [Hz] en varios puntos del recinto. Se ha supuesto que la reducción es global, ya que se produce cancelación en todos los puntos evaluados.

En la [figura 13.23](#) se muestra el espectro de frecuencias antes de realizar la cancelación en uno de los puntos del exterior, a un metro del PC, justo en medio del recinto utilizado en la tesis, situando el PC en uno de los extremos del recinto.

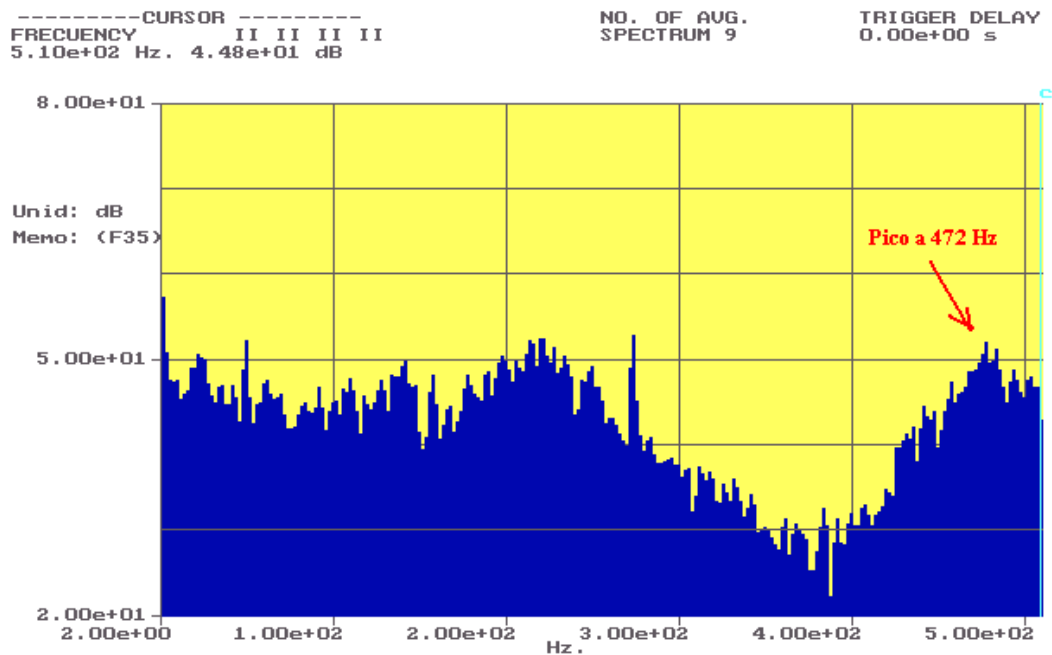


Fig. 13.23 Espectro de frecuencia en un punto exterior a la caja antes de aplicar el control activo sin aislamiento de vibraciones.

Tras realizar la cancelación se evidencia que en el intervalo de frecuencias próximo a 472 [Hz], la frecuencia a eliminar por el control activo, se reduce entorno a unos 5 [dB]. El resto del espectro permanece constante ya que el control, debido al filtro pasabandas utilizado, sólo se centra en dicho intervalo. En la [figura 13.24](#) se muestra gráficamente el intervalo de reducción.

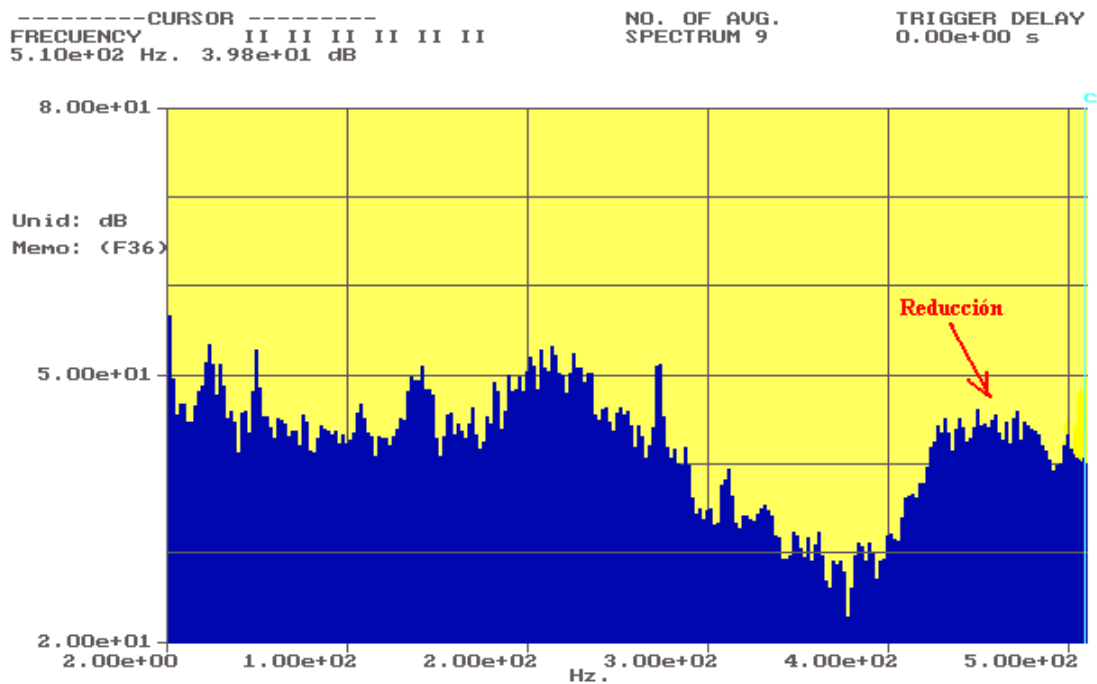


Fig. 13.24 Espectro de frecuencia en un punto exterior a la caja después de aplicar el control activo, sin aislamiento de las vibraciones.

Debido a que el ruido del ventilador oscila, para realizar los espectros anteriores no se han tomado los datos instantáneamente, sino en un intervalo de tiempo.

Estos experimentos se realizaron con un ventilador no demasiado ruidoso [87], ya que giraba a bajas revoluciones, por lo que casi no se aprecia la reducción. Pero se ha de tener en cuenta que actualmente los equipos son más ruidosos [86] ya que precisan de mayor número de ventiladores que suelen girar a velocidades mayores y que combinándose con aisladores a las vibraciones los resultados mejorarían y serían perfectamente perceptibles al oído.

13.5.6 Conclusiones del estudio de control activo en un ordenador personal

En este apartado se ha presentado una nueva posible aplicación del control activo, la reducción del ruido en un PC. Aunque el sistema todavía está en fase de desarrollo, los resultados son bastante satisfactorios ya que se ha conseguido reducir entre 4 y 5 [dB] a las frecuencias entorno a 472 [Hz].

Podría investigarse la reducción de frecuencias más bajas como las existentes en la caja entorno a 270 [Hz] por este sistema pero utilizando otras estrategias también descritas en esta tesis.

Se ha elaborado un prototipo analógico adaptable, de fácil montaje y de bajo coste. En el futuro podría desarrollarse un sistema digital mucho más desarrollado y apto para cancelar todas las frecuencias por debajo de 1000 [Hz] aprovechando la baja densidad modal existente en el interior de la caja.

14. CONCLUSIONES, APORTACIONES Y PLANES DE FUTURO DE ESTA TESIS DOCTORAL

En este apartado se resumen las principales conclusiones y aportaciones de esta tesis poniendo especial énfasis en la importancia de las que suponen un avance importante en la tecnología de este tipo de control.

Se muestran las posibles aplicaciones en diversos campos de la ingeniería.

Así mismo se marca una línea para investigaciones futuras en el campo de los encapsulamientos activos.

14.1 Conclusiones

Se ha definido un nuevo concepto que se denomina “encapsulamiento activo” que es el que justifica esta tesis. Se puede definir como un sistema que aumenta el aislamiento de los sistemas pasivos y activos aplicados independientemente aprovechando la baja densidad modal del interior de un encapsulamiento.

Para una fuente sonora es posible cancelar de forma global el ruido producido por ésta en un recinto mediante control activo:

- Aunque las frecuencias fundamentales emitidas por ésta provoquen un campo de alta densidad modal en el recinto (exterior).
- Utilizando una única fuente secundaria y por tanto un control simple.
- Situando la fuente secundaria alejada de la fuente de ruido.
- Independientemente de la geometría del recinto (exterior) u objetos o personas que circulen por este.

La solución consiste en encapsular la fuente para provocar que el campo a cancelar sea de baja densidad modal. Teóricamente el encapsulamiento perfecto sería aquel cuyo modo principal de su espacio interior coincidiese con la frecuencia de emisión de la fuente, aunque en la práctica es imposible construir dicha cápsula por la precisión requerida en su fabricación. Puede optarse por unas dimensiones aproximadas.

Otras conclusiones extraídas de esta tesis son:

- Se ha observado que es posible determinar un encapsulamiento “óptimo” y una posición óptima de la fuente de ruido en el interior de éste que maximice la pérdida de potencia por inserción. En función de esta deducción se ha calculado la longitud del encapsulamiento óptima y la posición de la fuente respecto a la frecuencia de emisión de la fuente más adecuada.
- Se ha deducido que el modo de trabajo más adecuado con encapsulamientos activos es aquél en el que la frecuencia de emisión de la fuente de ruido sea una de sus frecuencias propias, ya que el campo, normalmente en este caso, no se dependerá ni de la posición

de las fuentes ni de la impedancia de las paredes. De esta forma sea cual sea la posición de la fuente, el campo será constante y más fácil de cancelar por control activo.

- En el caso en que los requerimientos de trabajo lo permitan, se aproximará la fuente de ruido a la posición del nodo de la frecuencia fundamental de emisión de ruido, ya que de esta forma se reducirá la potencia acústica emitida por la fuente. En este caso debe tenerse en cuenta de que si la fuente se sitúa muy cercana a la posición del nodo, la impedancia de las paredes del encapsulamiento influirán en gran medida en el campo acústico final y en el resultado del control activo, interesando en este caso que las paredes sean lo más rígidas posibles para favorecer la cancelación.

- Se utiliza el modelo basado en la propagación de onda, para estudiar la distribución de los elementos del control activo en el interior del encapsulamiento, ya que describe con mayor facilidad el comportamiento de la onda a la frecuencia fundamental, y permite transmitir el efecto local de la impedancia de la tapas sobre la forma de la onda acústica generada.

- Se utiliza la formulación modal en el campo acústico del recinto exterior al encapsulamiento, ya que, al tener en cuenta los residuos producidos por las frecuencias de los modos propios del recinto, describe mejor la cancelación producida por el control activo.

- Se ha encontrado la mejor posición de la fuente secundaria (d_2) en función de la posición de la fuente primaria (d_1) y la longitud de onda λ de la frecuencia de emisión de la fuente y los resultados son los siguientes:

Si la onda emitida *no es una frecuencia de resonancia del encapsulamiento* la mejor posición de la fuente secundaria (d_2) para que la cancelación por control activo sea óptima en función de la posición de la fuente primaria (d_1) será:

Si $d_1 \neq (2n-1) \lambda/4$ entonces $d_2 = n \lambda$ donde n es un número entero.
Si $d_1 = (2n-1) \lambda/4$ entonces $d_2 = (2n-1) \lambda/4$ donde n es un número entero

Si la onda emitida *es una frecuencia de resonancia del encapsulamiento* la mejor posición de la fuente secundaria para que la cancelación por control activo sea óptima en función de la posición de la fuente primaria es:

Teóricamente, si las dimensiones del encapsulamiento fueran totalmente exactas, para cualquier posición de la fuente primaria se obtendría la cancelación total del campo para cualquier posición de la fuente secundaria. En la práctica, la tecnología actual no permite dicha precisión por lo que en la práctica la posición de la fuente secundaria (d_2) en función de la posición de la fuente primaria (d_1) será:

Si d_1 cerca de $\lambda/4$ entonces $d_2 = L$
Si $d_1 \neq n \lambda/4$ entonces $d_2 = \lambda/2$
Si $d_1 = n \lambda/4$ entonces No hay control
Si $d_1 \neq n \lambda/4$ y no podemos situar $d_2 = \lambda/2$ entonces $d_2 = L$

En el caso en que la fuente primaria emita a varias frecuencias, la posición de la fuente secundaria, $d_2 = \lambda/2$ variará de una frecuencia a otra por lo que es preferible colocar la fuente secundaria en $d_2 = L$ y de este modo simplificar el control.

En el caso particular en el que el campo esté en resonancia y $d_1 = n \lambda/4$ (exactamente), independientemente de donde se coloque la fuente secundaria, no se puede cancelar el campo acústico ya que es el mínimo, por estar la fuente en un nodo. Este caso es sólo posible a nivel teórico, ya que la fuente primaria debería ser totalmente puntual y hallarse en un punto exacto.

- Si un recinto (exterior) es de baja densidad modal respecto de la frecuencia de emisión de la fuente de ruido no tiene sentido encapsular la fuente para disminuir dicha densidad para realizar el control activo ya que el rendimiento suele disminuir al encapsularse.

- Se ha determinado que al realizar control activo con encapsulamiento activo no se depende tanto de la direccionalidad de la fuente y se pueden utilizar sistemas de control más simples (SISO), con menor número de elementos de control.

- Se ha determinado que es importante que no exista transmisión estructural entre la fuente de ruido y el encapsulamiento, ya que en el recinto exterior la cancelación sería nula aunque fuese global en el interior de la cápsula.

- Se ha demostrado que es posible cancelar ondas sonoras de ruido de baja frecuencia utilizando micrófonos y filtros de bajo coste ya que se han cancelado las frecuencias fundamentales del motor experimentalmente. Aunque es evidente que el rendimiento del control activo aumentaría al utilizar acelerómetros como transductores de las señales de referencia estos complicarían y encarecerían el producto final.

- Se han propuesto las siguientes configuraciones del control en función de las soluciones requeridas:

Caso 1: Si una fuente de ruido que emite ruido a baja frecuencia y que por su funcionalidad debe estar en un encapsulamiento el cual tiene uno o varios modos propios en resonancia con la frecuencia generada y la fuente no está localizada, se propone situar la fuente secundaria en uno de los extremos para realizar el control activo.

Caso 2: Si una fuente que emite ruido a baja frecuencia y que por su funcionalidad debe estar en un encapsulamiento el cual tiene uno o varios modos propios en resonancia con la frecuencia generada y la fuente está localizada, se propone realizar un rediseño y situar la fuente de ruido en un nodo de la frecuencia fundamental del encapsulamiento y el altavoz secundario en uno de los extremos.

Caso 3. Si una fuente que emite ruido a baja frecuencia está en un recinto de grandes dimensiones, puede encapsularse y permite por su funcionalidad que pueda situarse un altavoz cerca de ésta, se recomienda situar ésta en un encapsulamiento activo y colocar el altavoz secundario a $\lambda/2$.

Caso 4. Si una fuente que emite ruido a baja frecuencia, está en un recinto de grandes dimensiones, puede encapsularse, pero por su funcionalidad no puede situarse un

altavoz cerca de ésta, se recomienda situarla en un encapsulamiento activo cerca del nodo de su frecuencia principal y colocar el altavoz secundario en uno de sus extremos.

- Se ha definido una metodología para prever el resultado de la cancelación de una fuente real a partir de unos resultados teóricos o de unos resultados experimentales con altavoces (simulando la máquina generadora de ruido) tras la aplicación de unos coeficientes de rendimiento que expresamente se han hallado.
- Se ha desarrollado una aplicación de la teoría elaborada en la tesis al cancelar el ruido producido por el ventilador de un ordenador personal mediante un sistema analógico de bajo coste.
 - El aislamiento de los elementos para evitar la transmisión por vía estructural.
 - El posicionamiento de los elementos de control como micrófono de referencia y altavoz secundario y su descripción.
 - Estrategia de control y descripción detallada de los circuitos de control.
 - Prueba y resultados del control.

Se han obtenido unos resultados satisfactorios que demuestran cómo las conclusiones de esta tesis pueden utilizarse para futuras aplicaciones.

14.2 Aportaciones

Una de las aportaciones más importantes de esta tesis es la propuesta del encapsulamiento activo como medio para reducir la densidad modal del espacio que envuelve la fuente de ruido, permitiendo de este modo una cancelación de ruido de maquinaria de forma global en grandes recintos.

Dicho encapsulamiento mejora además el rendimiento del control y lo simplifica, permitiendo cancelaciones globales con un número pequeño de fuentes secundarias. Permite además trabajar con fuentes secundarias muy diferentes a la fuente de ruido y pudiéndose situar a grandes distancias de esta.

Se ha desarrollado una formulación teórica que permite elegir los parámetros necesarios, siempre que se consiga trabajar con encapsulamientos donde la onda sea plana, para un buen control del ruido de la fuente. Estos parámetros son: la posición de la fuente, longitud y características de los materiales adecuados del encapsulamiento, impedancias de las superficie de su interior...

Se ha desarrollado una metodología experimental que no sólo contribuye a corroborar la formulación teórica sino que permite predecir el comportamiento del encapsulamiento a partir de fuentes más simples (altavoces).

Se han establecido unas pautas para la cancelación mediante control activo en un encapsulamiento, como la posición de fuentes primarias y secundarias en función de las frecuencias fundamentales de la fuente de ruido o la ventaja de trabajar con encapsulamientos resonantes. Se ha fijado así mismo el tipo de control y encapsulamiento óptimo para diferentes tipos de aplicación.

Se ha comprobado mediante fuentes ideales (altavoces) y reales la hipótesis de que si se cancela en el interior del encapsulamiento globalmente se obtiene una cancelación también global en el recinto exterior. Se han obtenido unas tablas de rendimiento del control.

Se ha demostrado experimentalmente que es posible cancelar globalmente un ruido procedente del exterior en el interior de un encapsulamiento sin modificar dicho ruido exterior.

Por lo tanto puede aportar a la industria una forma de mejorar acústicamente sus máquinas e instalaciones y contribuir a mayor confortabilidad de sus trabajadores e usuarios. Como ejemplo se ha realizado una aplicación práctica como la reducción del ruido generado por un ventilador en el interior de un ordenador personal utilizando la teoría planteada en esta tesis.

14.3 Planes de futuro

Esta tesis marca un punto de partida para el desarrollo de futuros trabajos.

En primer lugar sería necesario extrapolar la teoría abordada de reducción de la densidad modal a encapsulamientos activos en que el campo acústico interior fuese tridimensional y permitiese la cancelación de fuentes mayores. En este aspecto sería necesario abordar como es el campo interior en función de las impedancias de la cápsula, el problema de la transmisión del ruido hacia el exterior y el campo exterior.

Debería abordarse así mismo metodología de control activo con sistemas SISO no complejos y comprobar si las hipótesis de esta tesis se corresponden. Estudiar el rendimiento del control en función de la situación de la fuente, elementos del control... Posteriormente podrían ensayarse fuentes de ruido más complejas por mayor variedad de frecuencias fundamentales y optimizando el rendimiento del control con sistemas MIMO.

Podría realizarse un programa informático que permitiese de forma sencilla comprobar la reacción del campo externo en función del tipo de control y posición de sus elementos.

En el campo de la tecnología aplicada podrían probarse las teorías de esta tesis en maquinaria industrial concreta.

14.4 Agradecimientos

En primer lugar un agradecimiento muy especial a mi actual director de tesis, Ramón Mujal, por su dirección en la tesis, su amistad y ayuda.

También agradecer la confianza y aliento a mi antiguo director de tesis Ramón Capdevila quien me dio fuerzas en los momentos críticos, a Jordi Romeu, ya que fue quien me introdujo en el fascinante mundo de la acústica y al LEAM por su ayuda material e instalaciones.



Finalmente, uno muy especial para mi familia que me han apoyado en mi camino. Y por supuesto a todos esos profesores que siguen luchando por alcanzar el conocimiento, pese a los pedregosos caminos de la investigación.

Gracias

14.5 Referencias

1. Consumer Eroski nº79 “PC’s silenciosos. Buscando el silencio”, Julio 2004.
2. Salueña X, Romeu J, Capdevila R., “Control activo de ruido en recintos”. Ciencia&Tecnología Industria/Servicios, Volumen II Ediciones Tibidabo 2001. pp. 227/23.
3. Harris, C. “Manual de medidas acústicas y control del ruido”, McGraw-Hill, Madrid 1995.
4. Beranek, Leo. L., István. L. Vér, “Noise and Vibration Control Engineering”, Wiley and Sons, New York, 2006.
5. Cobo, P. “Control activo del ruido”, CSIC, Madrid 1997.
6. Kinsler, Lawrence E., Frey. Austin R., Coppenns, Alan B., Sanders, James V. John “Fundamentals of Acoustics”. Wiley & Sons, New York 2000.
7. Jiménez, S., J. Romeu, R. Capdevila “ Emissió Acústica en Activitats Industrials: Anàlisi Freqüencial”, Col.legi d’Enginyers Industrials de Catalunya, Barcelona,1996.
8. Sound Research Laboratories Ltd, “Noise Control in Industry”, E. & F.N. Spon. Londres 1996.
9. Fahy, F., Sound and Structural Vibration, Elsevier Science , Academic Press, London, 2006.
10. Romeu , J., “Reducción de ruido en una sala de rotativas mediante técnicas de absorción activa.” Report para ediciones Nova Plana, Terrassa 1999.
11. Salueña X. Proyecto de final de master CIME “Proyecto de reducción del ruido en una fundición. Centro CIM (ICT) Barcelona 2001.
12. Tabatabaei, A., Abdulla, I.,Waleed, H., Nguang, S., “All pass filtered referente LMS algorithm for adaptive feedback active noise control”. Asia – Pacific Signal and Information Processing Association, 2009 Annual Summit and Conference, International Organizing Committee.
13. Nelson, P.A., Elliott, S.J., “Active Control of Sound”, Academic Press. Cambridge, 1995.
14. García Bonito, J. Et al. “Diseño de un control activo local de ruido.” Tecniacústica 96. Barcelona 1996.
15. Miyoshi, M. Et al. “On arrangements of noise-controlled points for producing larger quiet zones with multi-point active noise control”, Applied Acoustics, Elsevier, 1999.
16. Elliot S.J. “Active noise control: Past, present and future.” New acoustics-selected topics, CSIC Madrid 2003, pp. 167-193.



17. Snyder, S.D., Vokalek.G., “EZ-ANC User’s Guide” Causal Systems. Adelaide. Australia 2002.
18. Lueg, P. “Process of silencing sound oscillations, U.S. Patent, No. 2,043, 1936. pp. 416.
19. Beranek, Leo. L., “Acoustics”, Proc. InterNoise 94, Acoustical Society of America, New York 1996.
20. Olsen H.F., May E.G. “Electronic sound absorber” Journal of the Acoustical Society of América 25. Nov 1953, pp 1130-1136.
21. Elliott, S.J “Signal Processing for Active Control” , Academy Press, London 2001.
22. Conover W.B. “Fighting noise with noise” Noise Control, Vol2, 1956. pp 78-82.
23. Laak, T.A. “Tonal Active Control Algorithm using overall system modeling” Active 01. 2001. pp 875-885.
24. Recuero, M., “Ingeniería acústica”, Ed. Paraninfo, Madrid 1999.
25. Cummis, J. R., “Novel Solutions to Industrial Noise Control Problems”, Inter-noise 99. 1999, pp 431-434.
26. Craig, S.E., Angevine, O.L., “Active control of hum from large power transformers – The real world,” Proc. Recent Advances in Active Control Sound Vibration.” 1993. pp. 279-290.
27. Kuo, S. M., Morgan, D. R., “Active Noise Control: A Tutorial Review”, Proceedings of the IEEE, 87 (6), 1999. pp 943-971.
28. Leventhall, G., Carne Ch., “Some recent Applications of Active Control Noise”, Inter-noise 99 . 1999. pp 563-568.
29. Quinlan, D.A “Application of active control to axial flow fans”, Noise Control Eng. J. 1996, pp. 95-101.
30. Sutliff, D.L., Nagel, R.T., “Development of an active noise control system for ducted fans (without acoustic feedback),” Proc. Recent Advances in Active Control of Sound Vibration. 1993. pp 825-836.
31. Kitamura T. et al “Active control of impulsive low frequency noise emitted from tunnel exit of high speed train” Journal of low frequency noise, vibration and active control 17 (3). 2004. pp. 141-151.
32. Carne, Ch., Derrien, P. “A new generation of ANC headsets” Active 97, 1997. pp. 373-383.
33. Eghtesadi, K., Ziegler, E. “Frequency domain adaptive control algorithm for



electronic muffler applications”, Proc. Recent Advances in Active Control of Sound Vib., 1993. pp. 574-585.

34. Kurata, Y., Koike, N., “Adaptive active attenuation of interior car noise,” Proc. Int. Symp. Active Control of Sound Vibration. 1991. pp. 297-302.

35. Elliott, S.J. et al. “ The active control of engine noise inside cars”, Proc. Internoise88. 1998 . pp. 987-990.

36. Sutton, T. J. et al. “Active control of road noise inside vehicles”, Noise Control Eng. J. vol. 42, 1994. pp. 137-147.

37. Billoud, G.D., “Active noise control system for closed spaces such as an aircraft cabin”, US patent, nº 6,343,127. 2002.

38. Marant, V. et al. “Presentación del proyecto europeo Seat de control activo de ruido y vibraciones mediante asientos de aeronaves”, Tecnicústica 06, 2006.

39. Bonnot M et al “Aplicación del control activo a la reducción del ruido en la cabina de un avión ligero” Tecnicústica 05, 2005.

40. Kuo, S. M., Morgan, D. R. “Active noise control systems”, Willey-Interscience, 1996.

41. Osman Tokhi, M., Sándor M. Veres, “Active Sound and vibration control (theory and applications)” IET 2002. 2002.

42. Naoe, N., Yamada, H., “ Reduced Effect of Capacitor Motor Noise Using Active Noise Control” , Inter-noise 99 . 1999. pp 687-690.

43. Noise &Vibration Worldwide “Applications of active noise and vibration control in vehicles”, Septiembre 2002.

44. Krüger, J., et al., “Active absorbers in smalls rooms” Euro-noise 98 2. München 1998. pp 1029-1034.

45. Jakob, A. Möser, M “An actively controlled double-glazed window with small pane distance” Acta Acustica United 2003.

46. Scamoni, F. et al., “Active Noise Control Applied to Buildings: State of the Art and New Proposals”, Inter-noise 99, 1999, pp 697-702.

47. Technofirst. Francia [http://technofirst.com/contact.en.html, 3 de noviembre de 2006].

48. Causal systems. Australia [http://causalsystems.com, 3 de julio del 2010].

49. Ultraquiet. Inglaterra [http://ultraquiet.com, 2 de octubre de 2007].

50. Signal Systems Corporation. USA [http://signalsystemscorp.com, 2 de septiembre

de 2007]

51. Ciesielka, W., Golas, A. "An adaptive, active noise reduction system in close space" Active 06. 2006.
52. Widrow, B., Stearns, S., "Adaptive signal processing", The Journal of the Acoustical Society of America 80, 991, 1986.
53. Arau, H., "ABC de la acústica arquitectónica", Ed Ceac 1999.
54. Kuttruff, H., "Room acoustics", Ed. Elsevier 1991.
55. Joseph, P., Elliott, S.J., Nelson, P.A., "Near fields zones of quiet", Journal of Sound and Vibrations 172 (5), 1994, pp 605-627.
56. Guo, J., Pan B. J., "Actively created quiet zones for broadband noise using multiple control sources and error microphones" The Journal of the Acoustical Society of America 105 (4). April 1999. pp 2294-2298.
57. Schroeder, M.R., "Statistical parameters of the frequency response curves of large rooms", Journal of the Audio Engineering Society 35, 1987. pp 299-306.
58. Recuero, M., "Acústica arquitectónica", Ed. Paraninfo, 1999.
59. Elliott, S.J. et al. "Preliminary results of in-flight experiments on the active control of propeller-induced cabin noise", Journal of Sound and Vibration 128, 1996, pp. 355-357.
60. Dorling, C.M. et al "A demonstration of active noise reduction in an aircraft cabin", Journal of Sound and Vibration 128, 1989, pp. 358-360.
61. Elliott, S.J. et al. "In-flight experiments on the active control of propeller-induced cabin noise", Journal of Sound and Vibration 140, 1990, pp. 219-238.
62. Ross, C.F., Purver, M. R. J. "Active Cavin Noise Control" Active 97. 1997. p 55-63.
63. Cobo, P., Martín, J.M., 1998 "Medidas de ruido y vibraciones en el interior de un vehículo relevantes para el diseño de un sistema CAR multicanal". Revista de Acústica, 29, 1999, pp. 277-280.
64. Beyene, S., Burdisso, R., "A new hybrid passive/active noise absorption system". Journal of Acoustic Society of America, 101(3), 1997. pp 1512-1515.
65. Cuesta, M., Cobo, P. "Control activo del ruido de escape de una fuente encapsulada utilizando una referencia múltiple". Revista de Acústica 30, 1999.
66. Romeu. J. "Atenuación de ruido industrial de baja frecuencia mediante la técnica de control activo de ruido". Tesis Ph D 1999.



67. Romeu J. et al. "La descarga acústica como estrategia alternativa en control activo de ruido." Tecniacústica 2001. La Rioja 2001.
68. Riddle, L. et al "Active Noise control Architecture for Smart Skin Demonstration" Active 99, International Symposium on Active Noise. 1999.
69. Riddle, L., Murray, "Smart Structure Active Sonar Echo Cancellation using Frequency Scheduled Control" Applications of Smart Structures Technologies, San Diego 1998.
70. Randall, R. B. "Frequency Analysis." Brüel & Kjaer, Naerum, Dinamarca 1987.
71. Serra R. et al. "Control acústico en los edificios, Manual de arquitectura 14" Publicaciones del Colegio Oficial de Arquitectos de Cataluña y Baleares. Ed. La Gaya Ciencia. 1974.
72. Taylor G.D. "Materials in Construction: An Introduction. Longman 2000.
73. Tobías S.A. "Vibraciones en máquinas herramientas". Ed Urmo 1972.
74. Soedel, W., "Vibrations of Shell and Plates", Third Edition. Ed. Marcel Dekker, Inc. New York 2004.
75. Shirahatti, U.S., Crocker, M. J. "Standing waves" Encyclopedia of Acoustics 1. Edited by Malcolm J. Grocker. 2007.
76. Romeu J. et al. "Calidad acústica en la edificación: Instalaciones de ascensores." Associació/Col.legi Enginyers Industrials de Catalunya. Barcelona 1999.
77. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., "The finite element method", vol. 2,3. Ed Elsevier, 2000 (Ed Mc Graw Hill, London 1977).
78. Paurobally, R., Pau J., "Feedback control of the first two resonances in a cavity" Active 97. 1997. pp. 82- 94.
79. García, C., et al., "Prototipo de control local del ruido" Tecniacústica 98, Lisboa 1998. pp 269-272.
80. Sampath, A., Balachandran, B., "Active control of multiple tones in an enclosure" The Journal of the Acoustical Society of America 106 (1). July 1999. pp 211-212.
81. García Bonito J.J., "Local Active Control in pure tone diffracted diffuse sound fields" Tesis Ph D 1996.
82. Pota, H.R. et al., "Feedback control and acoustical Energy in Active Noise Control", Proceedings of the 42nd IEEE, Conference on decision and control. USA 2003. pp. 6381- 6385.
83. Salueña X. et al. "Diagnosis acústica de una planta de fabricación textil y estudio de las medidas correctoras" Tecniacústica 2000. Madrid 2000.
84. González Suarez. J. et al. "Medida directa de la impedancia acústica en distintos materiales" Tecniacústica 2001. La Rioja 2001.

85. Hewlett Packard. “HP PCs and Acoustic Noise”, Hewlett Packard Company rev. 1 USA 1997.

86. Kohrs J. “Simple Steps to a Quieter PC” Big Bruin 2005.

87. Salueña X. et al. “Estudio de un sistema de reducción de ruido con control activo de un ordenador doméstico” Tecniacústica 2000. Madrid 2000.

88. Malik. N.R., “Circuitos electrónicos” Prentice Hall, 1996

89. Gibert J. “Estudio teórico experimental de la reducción de la propagación sonora en conductos utilizando técnicas de absorción activa”, Tesis Ph D 1990.

14.6 Listado de símbolos

Símbolo	Descripción	Unidad
A	Amplitud de onda primaria	Pa
\tilde{A}	Constante compleja de la onda incidente aguas arriba	-
B	Amplitud de onda secundaria	Pa
\tilde{B}	Constante compleja de la onda reflejada aguas arriba	-
C	Velocidad (de fase) del sonido en aire a temperatura de 20°C.	m/s
c_0	Velocidad (de fase) del sonido en aire a temperatura de 0°C.	m/s
C_1	Amplitud de la onda absorbida por la pared	Pa
C_2	Amplitud de la onda transmitida por la pared	Pa
$C_{dx}(\omega)$	Función de coherencia.	-
c_f	Velocidad de fase	m/s
c_g	Velocidad de grupo	m/s
\tilde{C}	Constante compleja de la onda incidente aguas abajo	-
D	Distancia de la fuente primaria al extremo	m

Símbolo	Descripción	Unidad
$d(n)$	Señal del ruido primario tras la planta $P(z)$.	-
d_{\min}	Distancia de la pared al nodo	m
D_{nn}	Ratio de atenuación modal	
\tilde{D}	Constante compleja de la onda reflejada aguas abajo	-
E	Energía total	J
E	Módulo de elasticidad o de Young	N/m ²
$e(n)$	Señal de error entrante en el filtro adaptativo.	-
$E(z)$	Error en función del tiempo.	-
E_k	Energía cinética	J
E_p	Energía potencial	J
$E_{px}(\omega_n)$	Energía potencial del campo acústico a una frecuencia	dB
F	Fuerza	N
f	Frecuencia	Hz
f_o	Frecuencia natural	Hz
f_p	Frecuencia propia del encapsulamiento	Hz
$\hat{F}(z)$	Función de transferencia neutralizador de la realimentación	-
$g(t)$	Función en función del tiempo	-
I	Intensidad acústica	W/m ²
IL	Pérdida por inserción	dB
K	Número de onda	m ⁻¹
K	Constante del resorte	N/m
k_n	Valor propio	-

Símbolo	Descripción	Unidad
L	Longitud del encapsulamiento	m
L_{red}	Máxima reducción de ruido en un sistema de control activo.	dB
M	Masa	kg
M	Masa por unidad de superficie	kg/m ²
$M(\omega_n)$	Superposición modal	-
N	Número de nodos	-
N	Número entero	-
$n(\omega)$	Número de modos propios por debajo de una frecuencia	-
NI	Nivel de intensidad	dB
NPS	Nivel de presión sonora	dB
P	Potencia irradiada por la fuente sin encapsulamiento	W
$p(x)$	Presión acústica instantánea	Pa
$P(z)$	Planta del sistema en función del tiempo.	-
P_a	Potencia absorbida por el encapsulamiento	W
P_e	Presión efectiva	Pa
P_e	Potencia irradiada por la fuente, al exterior, con presencia de encapsulamiento	W
p_i	Presión de la onda incidente	Pa
P_i	Potencia irradiada por la fuente, en el interior del encapsulamiento, con presencia de este.	W
p_o	Presión acústica en la superficie de la fuente primaria.	Pa
p_r	Presión de la onda reflejada	Pa
$q(y)$	Poder de la fuente	m ³ /s

Símbolo	Descripción	Unidad
$q_p(y)$	Poder de la fuente primaria	m^3/s
$q_s(y)$	Poder de la fuente secundaria	m^3/s
R	Coefficiente de reflexión	-
R	Impedancia del aire a temperatura ambiente ($\rho_0 c$)	$kg/m^2 s$
r_n, r_{pn}	Coefficiente de rigidez por unidad de área (pn: en paredes del encapsulamiento)	$kg/m^2 s^2$
r'_n	Componente resistiva de la impedancia	$kg/m^2 s$
ROE	Razón de la onda estacionaria	-
r_{ps}	Distancia entre fuentes primaria y secundaria	m
S	Superficie	m^2
$S(z)$	Camino secundario en función del tiempo	-
$S_{dd}(\omega)$	Espectro en frecuencia de rms^2 de $d(n)$.	-
$S_{ee}(\omega)$	Espectro en frecuencia de rms^2 de $e(n)$.	-
s_n, s_{pn}	Coefficiente de amortiguamiento por unidad de área (pn: en paredes de encapsulamiento)	$kg/m^2 s$
$\hat{S}(z)$	Filtro corrector del retraso causado por $S(z)$	-
$\hat{s}(n)$	Respuesta estimada del filtro $\hat{S}(z)$	-
T	Periodo	s
T_{60}	Tiempo de reverberación para 60 dB	s
T_r	Tiempo de reverberación	s
U	Amplitud de la velocidad	m/s
U	Velocidad instantánea	m/s
$u(n)$	Señal de referencia contaminada por la realimentación	-
$u(x)$	Velocidad acústica instantánea	m/s

Símbolo	Descripción	Unidad
u_o	Velocidad de la onda en la fuente primaria	m/s
V	Volumen	m ³
V_e	Velocidad efectiva	m/s
$W(z)$	Filtro adaptativo en función del tiempo.	-
X	Dirección o posición longitudinal del tubo	m
$x(n)$	Señal de entrada en el filtro adaptativo.	-
$X(z)$	Señal de entrada en función del tiempo.	-
$x'(n)$	Señal de entrada del algoritmo FXLMS	-
x_n	Componente reactiva de la impedancia	kg/m ² s
$y(n)$	Señal de salida del filtro adaptativo.	-
$y'(n)$	Señal de salida tras el camino secundario S(z).	-
y_p	Posición respecto a un origen de la fuente primaria	m
Z_n	Impedancia acústica	kg/m ² s
Z_{mn}	Impedancia en el medio, en encapsulamiento	kg/m ² s
Z_{pn}	Impedancia en las paredes del encapsulamiento	kg/m ² s
Z_{tn}	Impedancia total en el interior del encapsulamiento	kg/m ² s
α_i	Coefficiente de absorción	m/s
$\beta(y)$	Admitancia acústica específica	-
$\chi(y)$	Conductancia acústica específica	-
χ	Ángulo de fase	rad
δ	Densidad de un sólido	kg/m ³
ϵ_i	Factores de normalización	-
ϕ	Ángulo de fase inicial	rad

Símbolo	Descripción	Unidad
γ	Módulo de Poisson	-
φ	Ángulo de desfase de una onda	rad
κ	10 veces el módulo de Poisson	-
λ	Longitud de onda	m
μ	Factor de convergencia	-
v	Velocidad de vibración	m/s
ρ	Densidad de un fluido	kg/m ³
ρ_0	Densidad del aire	kg/m ³
$\sigma(y)$	Susceptancia acústica específica	-
υ	Coefficiente de escape	-
ζ	Deformación estática	m
ω	Frecuencia angular.	rad/s
ω_0	Frecuencia propia de pared de encapsulamiento.	rad/s
ξ_i	Densidad de energía instantánea	J/m ³
ξ_p	Densidad de energía	J/m ³
$\psi_n(x)$	Función propia	-
$\Psi(n_1, n_2, n_3)$	Campo acústico modal	-
ζ	Impedancia acústica específica	-
ζ_s	Atenuación acústica	-
ζ_n	Ratio de viscosidad acústica	-



Constantes

$$\mathbf{c} = 343,5 \text{ [m/s]}$$

$$\mathbf{c}_0 = 331,6 \text{ [m/s]}$$

$$\mathbf{I}_{\text{ref}} = 10^{-12} \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$\mathbf{P}_{\text{ref}} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ [Pa]}$$

$$\mathbf{r} = \rho_0 \mathbf{c} = 414 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$$