



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SUR

TESIS DE DOCTOR EN INGENIERÍA

**REDISEÑO ACÚSTICO ÓPTIMO DE
RECINTOS INDUSTRIALES**

MARTÍN EDUARDO SEQUEIRA

BAHIA BLANCA

ARGENTINA

AÑO 2013

PREFACIO

Esta tesis se presenta como parte de los requisitos para optar al grado Académico de Doctor en Ingeniería, de la Universidad Nacional del Sur (UNS) y no ha sido presentada previamente para la obtención de otro título en esta Universidad u otra. La misma contiene los resultados obtenidos en investigaciones llevadas a cabo en el ámbito del Departamento de Ingeniería de la Universidad Nacional del Sur y en el Centro de Investigaciones de Mecánica Teórica y Aplicada de la Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Bahía Blanca (UTN-FRBB) durante el período comprendido entre el 02 de octubre de 2007 y el 15 de noviembre de 2013, bajo la dirección del Dr. Ing. Víctor Hugo Cortínez, Profesor Titular de la cátedra Estabilidad II de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad Regional Bahía Blanca de la UTN, Profesor Asociado de la cátedra Estabilidad IV de la carrera de Ingeniería Civil de la UNS e Investigador Independiente del CONICET.

15 de noviembre de 2013

Martín Eduardo Sequeira

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SUR



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SUR
Secretaría General de Posgrado y Educación
Continua

La presente tesis ha sido aprobada el .../.../....., mereciendo la calificación de(.....)

AGRADECIMIENTOS

Deseo agradecer en primer lugar al Dr. Ing. Víctor Hugo Cortínez, por ser la persona que me inició en el camino de la investigación, quien con esfuerzo y dedicación fue el principal responsable de mi formación académica. Le agradezco también por convencerme con su entusiasmo de realizar mis estudios doctorales y por sugerirme las ideas de los desarrollos expuestos en esta tesis.

Al Departamento de Ingeniería de la UNS y a la Facultad Regional Bahía Blanca de la UTN por haberme brindado sus recursos para realizar esta tesis, y a la UTN y al CONICET por el fundamental soporte económico.

A mis compañeros y amigos del Grupo Análisis de Sistemas Mecánicos, por su continuo aliento, su predisposición y ayuda desinteresada, en especial a Franco Dotti, Florencia Reguera, Sebastián Machado, Sebastián Domini, Tulio Piovan, José Ramírez, Martín Saravia, Mariano Tonini, Adrián Azzurro, Patricia Dominguez, Cecilia Stoklas, Pablo Girón y Carlos Vera.

A mis padres, Mario y María Alicia, a mis hermanos Alejandra, Verónica y Federico, sin cuyo apoyo incondicional nunca habría logrado este objetivo.

Deseo expresar el más profundo agradecimiento a mi pareja Victoria: gracias por creer siempre en mí y transitar este camino a mi lado con paciencia y tolerancia y fundamentalmente, por darme mi tesoro más preciado: nuestra hija, Ana Clara.

RESUMEN

El control del ruido en ambientes industriales se ha convertido en una actividad profesional de creciente importancia. En muchos casos, las soluciones técnicas involucradas poseen un alto costo, motivo por el cual se hace necesario diseñar cuidadosamente los sistemas de control.

El enfoque más eficiente para evitar situaciones indeseadas de contaminación acústica es el diseño acústico como un aspecto inherente al proyecto completo de la planta, aunque esta situación no siempre se contempla adecuadamente. Asimismo, en muchas ocasiones se detectan situaciones de ruido intolerable cuando una planta industrial ya está en funcionamiento. En tal sentido, el control de ruido se basa primeramente en la determinación inicial de las condiciones acústica preexistentes, a los efectos de identificarse los sectores problemáticos. Para ello, es necesaria una precisa identificación de las fuentes generadoras y sus niveles de emisión acústica, problema que no es menor en una planta industrial en funcionamiento continuo. Entonces pueden realizarse modificaciones adecuadas que permitan llevar las características del ruido ambiental a niveles aceptables. Este tipo de control requiere metodologías de análisis y diseño apropiadas para conseguir soluciones competitivas en costo y realizables de manera de perturbar mínimamente las condiciones operativas.

Por otra parte, el diseño de sistemas de control acústico en general, se basa en la utilización de modelos predictivos a los efectos de estimar la eficiencia de diferentes soluciones técnicas que permitan lograr un ambiente acústico adecuado. Para llegar a la solución óptima, es necesario efectuar cálculos acústicos para una gran cantidad de alternativas. En tal sentido, es altamente deseable la utilización de modelos no solo precisos, sino que presenten tiempos de cómputo bajos.

En esta tesis se presentan distintas metodologías computacionales para abordar el problema de rediseño óptimo de ambientes interiores, en particular de recintos industriales multi-fuente. Se consideran aspectos teóricos y numéricos relacionados con la predicción acústica en función de modelos de simulación adecuados para el rango de frecuencias de interés. Para ello, se formula una aproximación bidimensional de la ecuación de difusión acústica para alta frecuencia, la cual se combina con la ecuación de onda para baja frecuencia. Adicionalmente, se proponen modelos alternativos generados a partir de la técnica de Redes Neuronales Artificiales.

Se estudian aspectos referidos a la caracterización de las condiciones acústicas existentes en plantas industriales en funcionamiento y se desarrolla un enfoque inverso para determinar dichos escenarios. Tanto el problema de identificación como el de diseño acústico óptimo se resuelven a partir de una metodología que combina los modelos acústicos de simulación computacional con un algoritmo de optimización. La técnica de optimización propuesta es Recocido Simulado (*Simulated Annealing*). El esquema de rediseño óptimo planteado permite obtener soluciones óptimas de carácter global empleando tiempos de cómputo relativamente bajos, a efectos de poder realizar el diseño requerido en tiempos razonables desde el punto de vista de las aplicaciones prácticas.

ABSTRACT

Acoustic control is a topic of growing concern in industrial workplaces. In many cases, the technical solutions may involve high cost, so it is necessary to design efficient noise control systems.

The best approach in order to avoid unwanted noise is the acoustic design as an inherent aspect of the entire project of the building, which is not always the case. Often, unwanted noise situations are detected when an industrial building is already in operation. In order to identify problematic areas in such cases, the noise control must be based primarily on the characterization of the existing acoustic conditions. It is necessary to perform a correct identification of the main sound sources and their acoustic emission levels. This is sometimes a difficult task because of the impossibility of interrupting the noise sources. Once the identification process is performed, suitable modifications to reduce the noise levels can be made. Thus, the control strategies require appropriate design methodologies in order to obtain cost-effective solutions keeping unchanged the working conditions.

Moreover, acoustic control systems are in general based on the use of predictive models to estimate the effect of the efficiency of different technical solutions in the optimization process. In order to reach an optimal solution, it is necessary to perform acoustic calculations for a large number of alternatives. Therefore, the employment of acoustic simulation models with good accuracy and reduced computation times is highly desirable.

This thesis presents different computational methodologies for optimal acoustic design of indoor environments, especially on multi-source industrial enclosures. Theoretical and numerical issues related with noise prediction models suitable for the whole frequency range of interest are considered. In particular, a two-dimensional approximation of the acoustic diffusion equation for high frequencies, in combination with the wave equation for low frequencies are used. Additionally, alternative models using Artificial Neural Network techniques are proposed.

Characterization of the existing acoustic properties of industrial buildings under operating conditions is studied and an inverse approach to identify these possible scenarios is formulated. Both the identification and the optimal acoustic design problem are solved using a methodology based on the combined use of simulation acoustic models and an optimization algorithm. The proposed optimization technique is Simulated Annealing.

The present scheme allows for global optimal solutions using relatively low computational times, in order to perform the required design in reasonable times from a practical application viewpoint.

ÍNDICE

PREFACIO	i
AGRADECIMIENTOS	iii
RESUMEN - ABSTRACT	v
ÍNDICE	ix
LISTA DE FIGURAS Y TABLAS	xiii
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1. Aspectos generales del control de ruido.....	1
1.1.1 Identificación de las condiciones acústicas.....	4
1.1.2 Diseño óptimo.....	7
1.2. Motivación.....	9
1.3. Objetivos y alcance del estudio.....	9
1.4. Metodología.....	11
1.5. Contenido de la tesis.....	14
2 FUNDAMENTOS PARA LA ACÚSTICA DE RECINTOS	17
2.1. Propagación de las ondas sonoras: Teoría Ondulatoria.....	17
2.1.1 Descripción matemática de la propagación sonora: Ecuación de onda.....	18
2.1.2 Onda plana y onda esférica.....	20
2.1.3 Impedancia acústica y condiciones de borde.....	21
2.1.4 Energía, densidad de energía e intensidad sonora.....	23
2.1.5 Niveles sonoros y ponderación.....	25
2.1.6 Reflexión y transmisión sonora.....	26
2.1.7 Difracción sonora.....	28
2.1.8 Absorción sonora.....	28
2.1.9 Frecuencias naturales y densidad modal en recintos.....	30
2.2. Simulación acústica de recintos para baja frecuencia.....	31
2.3. Teorías acústicas para alta frecuencia.....	33
2.3.1 Teoría estadística: Campo sonoro difuso y tiempo de reverberación... ..	34
2.3.2 Acústica geométrica.....	37
2.3.3 Programas computacionales.....	41
2.3.4 Otras técnicas alternativas.....	43

2.4. Simulación acústica de recintos industriales: Consideraciones generales....	44
3 MODELOS DE DIFUSIÓN ACÚSTICA. ECUACIÓN	
BIDIMENSIONAL DE DIFUSIÓN	47
3.1. Formulación matemática: Enfoque basado en el flujo energético.....	48
3.1.1 Interpretación basada en una analogía con un proceso difusivo.....	51
3.1.2 Expresiones generales de la constante de difusión D y del término disipativo σ	52
3.1.3 Ecuación gobernante generalizada y condiciones de borde.....	54
3.1.4 Aplicación a recintos con obstáculos distribuidos en el interior.....	55
3.1.5 Aplicación a recintos acoplados acústicamente mediante aberturas o particiones.....	57
3.1.6 Aplicación a recintos con superficies reflejantes mixtas.....	58
3.2. Aproximación bidimensional del modelo de difusión acústica.....	59
3.2.1 Formulación matemática general.....	59
3.2.2 Formulación matemática reducida.....	63
3.3. Observaciones acerca del enfoque de difusión acústica.....	65
4 GENERACIÓN DE METAMODELOS: UTILIZACIÓN DE LAS	
REDES NEURONALES ARTIFICIALES	67
4.1. Técnicas basadas en las Redes Neuronales Artificiales.....	68
4.1.1 Conceptos básicos de la red neuronal artificial.....	69
4.1.2 Modelo de red neuronal tipo perceptrón multicapa.....	72
4.1.3 Modelo de red neuronal de regresión generalizada.....	77
4.1.4 Consideraciones acerca de los modelos de RNA.....	79
4.2. Estrategias de construcción de los metamodelos acústicos.....	80
4.2.1 Selección de las variables para el entrenamiento de las RNAs.....	80
4.2.2 Generación de la base de datos y formulación de los metamodelos.....	81
5 MÉTODOS DE CONTROL ACÚSTICO	85
5.1. Tratamientos sobre las superficies.....	85
5.1.1 Dispositivos para alta frecuencia: Materiales absorbentes porosos o fibrosos.....	86

5.1.2	Dispositivos para baja frecuencia: Resonadores acústicos.....	89
5.1.3	Dispositivos para baja y alta frecuencia: Paneles absorbentes múltiples.....	90
5.2.	Tratamientos sobre las fuentes.....	92
5.3.	Variables utilizadas en el enfoque de diseño óptimo.....	93
6	ENFOQUE DE REDISEÑO ACÚSTICO ÓPTIMO: IMPLEMENTACIÓN NUMÉRICA Y TÉCNICAS DE OPTIMIZACIÓN	95
6.1.	Formulación general del problema.....	95
6.1.1	Formulación del problema de identificación.....	96
6.1.2	Formulación del problema de diseño óptimo.....	97
6.1.3	Estimación del campo acústico: Ecuaciones a resolver.....	98
6.2.	Implementación numérica: Método de los elementos finitos.....	99
6.2.1	Ecuación de Helmholtz.....	100
6.2.2	Ecuaciones de difusión acústica.....	102
6.2.3	Descripción del programa computacional FlexPDE.....	104
6.3.	Técnicas de optimización.....	104
6.3.1	Algoritmo de Recocido Simulado.....	105
6.4.	Implementación integral del enfoque de rediseño acústico óptimo.....	110
6.5.	Otros enfoques: Diseño óptimo de salas destinadas a la interpretación musical.....	111
7	VALIDACIÓN DEL MODELO BIDIMENSIONAL DE DIFUSIÓN Y DE LOS METAMODELOS ACÚSTICOS	115
7.1.	Validación del MDAS.....	115
7.1.1	Recinto con techo inclinado.....	116
7.1.2	Recinto con diferentes alturas.....	121
7.1.3	Recinto en forma de “L”.....	126
7.1.4	Recinto con obstáculos en su interior y techo inclinado.....	129
7.1.5	Recinto con objetos y superficies reflejantes especulares.....	133
7.1.6	Observaciones generales sobre el MDAS.....	136
7.2.	Validación de los metamodelos acústicos.....	136
7.2.1	Metamodelos obtenidos a partir de la técnica de trazado de rayos.....	138

7.2.2	Metamodelo obtenido a partir del MDAS.....	140
7.2.3	Metamodelo de caja gris.....	141
7.2.4	Observaciones generales sobre los metamodelos acústicos.....	143
8	APLICACIONES NUMÉRICAS	145
8.1.	Identificación de las condiciones acústicas en recintos industriales contemplando alta frecuencia.....	145
8.1.1	Recinto acoplado.....	146
8.1.2	Recinto con objetos distribuidos en su interior.....	152
8.2.	Diseño óptimo de recintos industriales contemplando media y alta frecuencia.....	157
8.2.1	Recinto acoplado.....	158
8.2.2	Recinto con objetos distribuidos en su interior.....	161
8.3.	Diseño óptimo de recintos industriales contemplando baja y alta frecuencia.	164
8.4.	Rediseño acústico óptimo basado en el metamodelo obtenido a partir del método de trazado de rayos y la técnica de RNA.....	168
8.5.	Diseño acústico óptimo preliminar de salas de concierto.....	173
9	SUMARIO, CONTRIBUCIONES, PUBLICACIONES Y TRABAJO A FUTURO	177
9.1.	Sumario.....	177
9.2.	Contribuciones de la tesis.....	180
9.3.	Aplicación de algunas técnicas desarrolladas en el ambiente urbano e industrial.....	181
9.4.	Publicaciones realizadas.....	183
9.5.	Sugerencias de trabajo a futuro.....	184
	REFERENCIAS.....	187
	APÉNDICE I - MODELO ACÚSTICO DE BARRON Y LEE.....	201

LISTA DE FIGURAS

2.1	Transmisión y reflexión de una onda sonora (adaptado de Gerges y Arenas, 2004).....	27
2.2	Energía sonora reflejada en una superficie irregular (adaptado de Vorländer y Mommertz, 2000).....	38
3.1	Analogía entre (a) la propagación sonora de una partícula dentro de un recinto y (b) la difusión de partículas en un medio dispersivo (adaptado de Picaut <i>et al.</i> , 1997).....	53
4.1	Modelo de una neurona artificial.....	71
4.2	Distintos tipos de funciones de activación: (a) función escalón, (b) función lineal, (c) función gaussiana y (d) función sigmoidea tangente hiperbólica.....	71
4.3	Estructura de una RNA tipo MLP.....	73
4.4	Estructura de una GRNN.....	79
4.5	Esquemas de construcción de los metamodelos basados en las estrategias A y B.....	82
4.6	Esquema de construcción del metamodelo basado en la estrategia C.....	84
5.1	Configuración típica de un absorbedor tipo Helmholtz (adaptado de Cox y D'Antonio, 2009)....	89
5.2	Representación geométrica de la propagación sonora a través de un panel multicapa (adaptado de Cox y D'Antonio, 2009).....	91
5.3	Esquema de encapsulamiento de una fuente industrial (adaptado de la norma ISO 15667, 2000).	93
5.4	Esquema de un recinto industrial hipotético donde se muestran las variables de diseño utilizadas.....	94
6.1	Algoritmo SA: proceso de selección de posibles soluciones para escapar de mínimos locales.....	107
6.2	Algoritmo SA: selección del entorno de cada solución a medida que avanza el número de iteraciones.....	107
6.3	Diagrama de flujo del algoritmo SA.....	109
6.4	Esquema de implementación del enfoque de rediseño óptimo.....	111
7.1	Geometría del recinto con techo inclinado variable y ubicación de la fuente sonora (S) (unidades en m).....	116
7.2	Comparaciones entre los distintos modelos para $h = 3$ m en el recinto de la Fig. 7.1. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS general (—), MDAS reducido 1 (---) y MDAS reducido 2 (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS general. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 1. (d) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 2.....	117
7.3	Comparaciones entre los distintos modelos para $h = 6$ m en el recinto de la Fig. 7.1. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS general (—), MDAS reducido 1 (---) y MDAS reducido 2 (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS	

general. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 1. (d) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 2.....	118
7.4 Comparaciones entre los distintos modelos para $h = 12$ m en el recinto de la Fig. 7.1. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS general (—), MDAS reducido 1 (---) y MDAS reducido 2 (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS general. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 1. (d) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 2.....	119
7.5 Comparaciones entre los distintos modelos para $h = 30$ m en el recinto de la Fig. 7.1. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS general (—), MDAS reducido 1 (---) y MDAS reducido 2 (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS general. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 1. (d) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 2.....	120
7.6 Geometría del recinto con diferentes alturas y ubicación de la fuente sonora (S) (unidades en m)	122
7.7 Comparaciones entre los distintos modelos para la configuración i) del recinto de la Fig. 7.6. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS reducido (---) y MDAS σ reducido (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS σ reducido.....	123
7.8 Comparaciones entre los distintos modelos para la configuración ii) del recinto de la Fig. 7.6. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS reducido (---) y MDAS σ reducido (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS σ reducido.....	124
7.9 Comparaciones entre los distintos modelos para la configuración iii) del recinto de la Fig. 7.6. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS reducido (---) y MDAS σ reducido (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS σ reducido.....	125
7.10 Comparaciones entre los distintos modelos para la configuración iv) del recinto de la Fig. 7.6. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS reducido (---) y MDAS σ reducido (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS σ reducido.....	126
7.11 Geometría del recinto en forma de “L” y ubicación de la fuente sonora (S). La distancia fuente - receptor se considera a lo largo de la línea de trazos (unidades en m).....	127
7.12 Distribución del L_p en función de la distancia fuente-receptor en el recinto de la Fig. 7.11. (a) diferentes valores de α_{techo} y $\beta = 4$, (b) diferentes valores de β y $\alpha_{\text{techo}} = 0.1$: Técnica de trazado de rayos (\circ), MDA (—) y MDAS reducido (---).....	128
7.13 Distribución del L_p a lo largo del eje vertical z ($x = 7$ m, $y = 3.75$ m) para diferentes valores de α_{techo} en el recinto de la Fig. 7.11: MDA (—) y MDAS reducido (---).....	129
7.14 Geometría en dos y tres dimensiones del recinto industrial hipotético analizado y ubicación de las fuentes sonoras (S1, S2 y S3). La distribución horizontal del L_p se evalúa a lo largo de la línea de trazos (unidades en m).....	130
7.15 Diferencias entre el MDA y el MDAS reducido en función de la distribución del L_p en un plano	

horizontal ubicado a 2 m sobre el nivel del piso: (a) S1 activa, (b) S1 y S2 activas y (c) S1, S2 y S3 activas.....	131
7.16 Distribución vertical del L_p considerando la fuente S1 activa: MDA (—) y MDAS reducido (---)	131
7.17 Distribución horizontal del L_p en función de la distancia a lo largo de la línea de trazos del recinto industrial hipotético de la Fig. 7.14. (a) fuente S1 activa, (b) fuentes S1 y S2 activas y (c) fuentes S1, S2 y S3 activas: Técnica de trazado de rayos (o), MDA (—) y MDAS reducido (---).....	132
7.18 Geometría del recinto con objetos y ubicación de las fuentes sonoras (S1, S2 y S3). La distribución del L_p se evalúa a lo largo de las líneas de trazos (unidades en m).....	133
7.19 Diferencias entre el MDA y el MDAS reducido en función de la distribución horizontal del L_p en un plano a 1.5 m del nivel del piso: (a) reflexiones difusas y (b) reflexiones especulares.....	134
7.20 Distribución vertical del L_p contemplando (a) reflexiones difusas y (b) reflexiones especulares: MDA (—) y MDAS reducido (---).....	134
7.21 Distribución horizontal del L_p a lo largo de las líneas de trazos ubicadas en (a) $y = 3$ m y (b) $y = 8$ m en el recinto de la Fig. 7.18. Reflexiones difusas: Técnica de trazado de rayos (o), MDA (—) y MDAS reducido (---). Reflexiones especulares: Técnica de trazado de rayos (*), MDA (---) y MDAS reducido (-.-).....	135
7.22 Comparación entre el nivel SP simulado (-●-) y estimado mediante la RNA tipo MLP (-×-) y GRNN (-△-) para la banda de octava de 1000 Hz: (a) Recinto 1, (b) Recinto 2.....	140
7.23 (a) Correlación entre el nivel SP simulado con el MDAS reducido y estimado a partir de la RNA tipo MLP. (b) Comparación entre el nivel SP simulado a partir del MDAS (-●-) y estimado mediante la RNA tipo MLP (-×-) en el recinto particular.....	141
7.24 Comparación entre el nivel SP simulado (-○-) y estimado por el modelo de RNA tipo MLP (-□-), por el modelo de campo difuso (-∇-) y por el modelo de caja gris (-×-).....	143
8.1 Configuración del recinto y distribución de las fuentes sonoras (S_j). Se consideran dos grupos de puntos de medición: grupo 1 (⊗) y grupo 2 (⊕) (unidades en m).....	147
8.2 Diferencias entre el MDA y el MDAS en función del nivel sonoro L_p en $z = 1.5$ m.....	148
8.3 Distribución vertical del nivel sonoro L_p : MDA (—) y MDAS (---).....	148
8.4 Distribución horizontal del nivel sonoro L_p a lo largo de (a) la línea de receptores 1 ($y = 9$ m) y (b) la línea de receptores 2 ($y = 15$ m) a una altura de 1.5 m: modelo de rayos (o), MDA (—) y MDAS (---).....	149
8.5 Nivel sonoro L_p medido y estimado en los puntos de medición para la configuración i.....	151
8.6 Evolución de la función objetivo durante el proceso de identificación para la configuración i.....	152
8.7 Configuración del recinto y distribución de las fuentes sonoras (S_j). Se consideran dos grupos de puntos de medición: grupo 1 (⊗) y grupo 2 (⊕) (unidades en m).....	153
8.8 Diferencias entre el MDA y el MDAS en función del nivel sonoro L_p en $z = 1.5$ m.....	154
8.9 Distribución vertical del nivel sonoro L_p : MDA (—) y MDAS (---).....	154
8.10 Distribución horizontal del nivel sonoro L_p a lo largo de (a) la línea de receptores 1 ($y = 5$ m), (b) la línea de receptores 2 ($y = 15$ m), y (c) la línea de receptores 3 ($y = 25$ m) a una altura de	

1.5 m: modelo de trazado de rayos (○), MDA (—) y MDAS (---).....	155
8.11 Nivel sonoro L_p medido y estimado en los puntos de medición para la configuración i.....	156
8.12 Geometría 2D y 3D del recinto de forma irregular con la ubicación de las fuentes sonoras (S_j) y de los receptores puntuales (○) considerados durante el proceso de optimización (unidades en m).....	159
8.13 Distribución del nivel sonoro L_p , por banda de octava, en el recinto de la Fig. 8.12 considerando el modelo de trazado de rayos (○) y el MDAS (—): (a) sobre línea de receptores 1 ($y = 7$ m), (b) sobre línea de receptores 2 ($y = 3$ m).....	160
8.14 Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización: (a) esquema geométrico, (b) esquema modificado.....	160
8.15 Distribución del nivel sonoro L_p : (a) sin tratamiento acústico, (b) con tratamiento acústico.....	161
8.16 Geometría 2D y 3D del recinto con objetos en su interior con la ubicación de las fuentes sonoras (S_j) y de los receptores puntuales (○) considerados durante el proceso de optimización (unidades en m).....	162
8.17 Distribución del nivel de presión sonora L_p , por banda de octava, en el recinto de la Fig. 8.16 considerando el modelo de trazado de rayos (○) y el MDAS (—): (a) sobre línea de receptores 1 ($x = 11$ m), (b) sobre línea de receptores 2 ($x = 18.5$ m).....	163
8.18 Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización: (a) esquema geométrico, (b) esquema modificado.....	163
8.19 Distribución del nivel sonoro L_p : (a) sin tratamiento acústico, (b) con tratamiento acústico.....	164
8.20 Esquema del recinto analizado con la ubicación de las fuentes sonoras (S_j) y los puntos receptores (○) (unidades en m).....	166
8.21 Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización.....	168
8.22 Esquema del recinto modelado y ubicación de los receptores y de las fuentes sonoras (unidades en m).....	169
8.23 Evolución de la función objetivo durante el proceso de identificación.....	171
8.24 Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización.....	173
8.25 Configuración inicial de la sala. El rango de movimientos de cada dimensión (L , W y H) es de ± 1 m con respecto a la situación inicial.....	173
8.26 Valores estimados de G para la configuración inicial de la sala: Modelo de rayos (—●—), MDAS (—Δ—) y Modelo de Barron (—×—).....	175
8.27 Valores estimados de G luego de implementar el diseño óptimo: Modelo de rayos (—●—), MDAS (—Δ—) y Modelo de Barron (—×—).....	175
8.28 Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización utilizando el MDAS para determinar el TR_{mid} ($FO = 33.44$ dB).....	176

LISTA DE TABLAS

6.1	Formulaciones utilizadas para predecir el campo sonoro según el rango de frecuencias.....	98
7.1	Tiempos de reverberación obtenidos para diferentes valores de h	121
7.2	Tiempos de reverberación para las configuraciones analizadas en el recinto de la Fig. 7.11.....	129
7.3	Tiempos de reverberación para las configuraciones analizadas en el recinto de la Fig. 7.14.....	132
7.4	Tiempos de reverberación para las configuraciones analizadas en el recinto de la Fig. 7.18.....	136
7.5	Rangos de las variables utilizadas para la construcción de los metamodelos.....	138
7.6	Validación de los modelos para la banda de 250 Hz (unidades del rmse y del mae en dB).....	139
7.7	Validación de los modelos para la banda de 500 Hz (unidades del rmse y del mae en dB).....	139
7.8	Validación de los modelos para la banda de 1000 Hz (unidades del rmse y del mae en dB).....	139
7.9	Validación de los modelos para la banda de 2000 Hz (unidades del rmse y del mae en dB).....	139
7.10	Eficacia en la predicción de los coeficientes C y de los niveles SP	142
8.1	Nivel de potencia sonora y coordenadas de las fuentes consideradas en el recinto de la Fig. 8.1..	148
8.2	Valores límites de las variables utilizadas en el proceso de identificación.....	150
8.3	Configuraciones analizadas durante el proceso de identificación.....	150
8.4	Resultados del proceso de identificación para las diferentes configuraciones estudiadas.....	151
8.5	Nivel de potencia sonora y coordenadas de las fuentes consideradas en el recinto de la Fig. 8.7..	153
8.6	Valores límites de las variables utilizadas en el proceso de identificación.....	155
8.7	Configuraciones analizadas durante el proceso de identificación.....	155
8.8	Resultados del proceso de identificación para las diferentes configuraciones estudiadas.....	156
8.9	Coefficientes de absorción α , por banda de octava, en función de los diferentes grados de absorción del material acústico empleado.....	158
8.10	Tipos de pérdida de transmisión PT por banda de octava.....	158
8.11	Costo económico hipotético de cada tratamiento acústico con relación al correspondiente a 1 m^2 de panel con baja absorción.....	158
8.12	Niveles de potencia y coordenadas de las fuentes consideradas en el recinto de la Fig. 8.12.....	159
8.13	Tipo de tratamiento acústico obtenido en el proceso de optimización utilizando el esquema modificado.....	161
8.14	Niveles de potencia y coordenadas de las fuentes consideradas en el recinto de la Fig. 8.16.....	162
8.15	Tipo de tratamiento acústico obtenido en el proceso de optimización utilizando el esquema modificado.....	164
8.16	Niveles de potencia y coordenadas de las fuentes consideradas.....	166
8.17	Coefficientes de absorción α , por banda de octava, en función de los diferentes grados de absorción del material acústico empleado.....	167
8.18	Costo económico hipotético de cada tratamiento acústico con relación al correspondiente a 1 m^2 de absorbente multicapa con baja absorción.....	167
8.19	Tipo de tratamiento acústico seleccionado.....	167

8.20	Niveles sonoros anteriores y posteriores a la implementación de los tratamientos acústicos.....	168
8.21	Niveles de potencia sonora y coordenadas de las fuentes consideradas.....	170
8.22	Coefficientes de absorción de los materiales adoptados para las superficies interiores.....	170
8.23	Resultados del proceso de identificación considerando las variables del grupo 1. $FO = 0.02$ dB. Tiempo de cómputo = 96 s.....	170
8.24	Resultados del proceso de identificación considerando las variables del grupo 2. $FO = 0.16$ dB. Tiempo de cómputo = 120 s.....	171
8.25	Resultados del proceso de identificación considerando las variables del grupo 3. $FO = 0.36$ dB. Tiempo de cómputo = 156 s.....	171
8.26	Coefficientes de absorción de los materiales, por bandas de octava, considerados durante el diseño.....	172
8.27	Tipos de pérdida de transmisión por banda de octava.....	172
8.28	Resultados del proceso de diseño óptimo en función del tipo de tratamiento acústico seleccionado. $FO = 707.32$ dB. Tiempo de cómputo = 450 s.....	172
8.29	Valores límites de las variables utilizadas en el proceso de optimización.....	174
8.30	Valores de las variables para la situación inicial y para las dos situaciones óptimas.....	176

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Aspectos generales del control de ruido

El ruido constituye un fenómeno que afecta la salud y el bienestar de las personas, y consecuentemente el pleno uso de la propiedad. En tal sentido, en el Congreso Mundial del Medio Ambiente organizado por las Naciones Unidas, en la ciudad de Estocolmo en el año 1972, el ruido fue declarado como un factor contaminante, y como corolario es válido referirlo como contaminación acústica.

Entre otros efectos nocivos, el ruido puede provocar pérdida parcial o total de la audición. También puede producir molestias en las actividades diarias tales como perturbaciones al descanso y dificultades en la concentración al realizar diferentes tareas. Este tipo de contaminación ocasiona, además, importantes pérdidas económicas. Los casos de compensación, como resultado de lesiones auditivas implican demandas millonarias. En muchos casos, también genera pérdidas en el valor de la propiedad cuando ésta se halla en una zona con alta contaminación acústica (por ejemplo en cercanías de aeropuertos o emplazamientos industriales).

Por su parte, el ruido industrial está invariablemente asociado a los procesos productivos. Por un lado, se trata de un problema ocupacional que afecta a los operarios de las plantas industriales y por el otro, se trata de un problema urbano cuando la emisión sonora de las industrias afecta zonas aledañas urbanizadas. El ruido industrial puede producir importantes lesiones auditivas, así como trastornos psicológicos en los operarios. Puede provocar accidentes al enmascarar señales sonoras de alerta. En los sectores de oficinas, el ruido proveniente de la maquinaria puede afectar el desarrollo normal de las actividades laborales, por perturbar los procesos de concentración necesarios. Por tal motivo, la legislación laboral es cada vez más rigurosa en estos aspectos, fijando límites de permanencia en ambientes ruidosos excesivos y al mismo tiempo valores máximos tolerables para el ruido en ambientes laborales industriales. En este sentido, las diversas legislaciones existentes van disminuyendo paulatinamente los niveles tolerables para tiempos de permanencia de 8 hs., es decir, una jornada laboral tipo. Consecuentemente, el control de ruido industrial resulta una actividad de creciente importancia.

El enfoque más eficiente para evitar situaciones indeseadas de contaminación acústica en ambientes industriales es el diseño acústico como un aspecto inherente al proyecto completo de la planta. Es decir, es necesario un control adecuado de los parámetros acústicos de acuerdo a las características funcionales del proyecto. Sin embargo, esta actividad no siempre se contempla adecuadamente pudiendo aparecer, una vez construida y puesta en marcha una planta, problemas de contaminación acústica no previstos. Esto se debe en algunos casos a un inadecuado diseño acústico, y en otros, a un cambio en las condiciones de operación con respecto a las previstas inicialmente (cambios de uso de ciertos sectores, modificación en las características mecánicas de la maquinaria, etc.). En tales casos el control de ruido se basa primeramente en un procedimiento de diagnóstico, es decir, en la determinación inicial de los niveles de ruido a los efectos de identificar los sectores problemáticos en base a criterios técnicos y legislación vigente. En general se trata de un programa de medición adecuado, en el que al menos deben registrarse la distribución espacial y temporal de los niveles de ruido así como de su contenido espectral. Estos datos deben volcarse en sistemas de representación apropiados (mapas de ruido). Tal distribución acústica es analizada teniendo en cuenta los niveles de exposición máximos permitidos conjuntamente con la organización laboral actual. Entonces pueden realizarse modificaciones adecuadas en dicha organización, de manera de minimizar los tiempos de exposición de los operarios a ruidos excesivos y deben establecerse medidas de seguridad complementarias. Este es un tipo de control acústico administrativo-organizativo.

Sin embargo, debido a condiciones operativas y legislativas, estas medidas pueden tornarse insuficientes, requiriéndose técnicas de control ingenieriles que permitan llevar las características del ruido a niveles aceptables. Básicamente, existen tres componentes principales donde es factible aplicar dichas técnicas: la fuente sonora, el camino de propagación y el receptor. El correcto diseño de una solución óptima se basa en una evaluación integral de cada uno de los componentes mencionados.

Las modificaciones en la fuente sonora son consideradas usualmente la mejor estrategia desde un punto de vista exclusivamente acústico. El control de la fuente normalmente implica modificaciones en la estructura, cambios en la operación o rediseño de la configuración física de la unidad, reubicando los componentes más ruidosos lejos de las zonas sensibles. Cuando los controles de la fuente de ruido no son posibles o no son económicamente viables, los tratamientos en el camino de la transmisión del ruido son enfoques factibles. En este sentido, existen básicamente dos estrategias posibles: control

activo y pasivo.

El control activo de ruido ANC (*Active Noise Control*) es una técnica que trabaja a través del principio de superposición de onda y la interferencia destructiva. Esencialmente, la idea conceptual consiste en atenuar o eliminar el ruido no deseado procedente de fuentes primarias mediante la utilización de fuentes auxiliares que generan ruido en oposición al que se quiere reducir. La teoría general del control activo de ruido es descrita intensamente por Nelson y Elliott (1992). A pesar de su gran utilización en los últimos años, el ANC sólo es eficaz a bajas frecuencias (< 500 Hz) y en zonas o recintos de pequeñas dimensiones. Su aplicación en recintos a escala global es prácticamente inviable debido a su alto costo de implementación. En el caso de recintos industriales, donde las dimensiones son generalmente muy grandes, el control activo global es muy difícil y costoso y el control local no es práctico debido a que usualmente las zonas de trabajo de los operarios están distribuidas en todo o en gran parte del recinto (Li y Hodgson, 2005). Además, la implementación del ANC en ambientes interiores hostiles (industriales), presenta ciertos problemas para su correcto funcionamiento a largo plazo.

Los enfoques de control pasivo de ruido, si se diseñan correctamente, pueden ser una alternativa más simple, fiable y duradera. Básicamente, las técnicas tradicionales de control pasivo pueden clasificarse en función del origen del ruido a atenuar, es decir, si corresponde al campo sonoro directo o al reverberante, donde este último comprende el ruido reflejado en las paredes y objetos dentro del recinto, procedente de la fuente sonora. Ocasionalmente, se utiliza una combinación de ambas técnicas para controlar el ruido global de una manera más eficiente. Las soluciones en las trayectorias del ruido directo pueden ser conseguidas, por ejemplo, a través del uso de cerramientos o encapsulamientos. En este caso, el mecanismo de reducción del ruido se basa en mantener la energía sonora generada por reflexión dentro del cerramiento y en disipar parte de esa energía mediante el revestimiento interno con materiales de absorción adecuados. Por otro lado, el ruido reverberante puede ser tratado a partir de distintos dispositivos absorbentes correctamente diseñados y dispuestos, por ejemplo, de manera suspendida o recubriendo las paredes y techo del recinto.

Un factor importante en la elección del dispositivo pasivo es la frecuencia asociada al ruido a tratar. El ruido de alta frecuencia puede ser atenuado en forma relativamente fácil mediante la utilización de materiales de absorción convencionales. Sin embargo, el ruido de baja frecuencia es más difícil de mitigar y es necesario disponer de dispositivos diseñados

específicamente para estos casos. También es necesario contemplar los aspectos relacionados con las aislaciones de vibraciones donde exista una transmisión por flanco importante.

Finalmente, las acciones sobre el receptor son consideradas normalmente como el último recurso o como una solución temporal mientras duren las tareas de implementación de soluciones ingenieriles en la fuente o en el camino de propagación. Algunas de las alternativas de control sobre el receptor más utilizadas son el uso de protección auditiva y de cabinas aisladas.

1.1.1 Identificación de las condiciones acústicas

En general, las medidas de control de ruido requieren metodologías de análisis y diseño apropiadas para conseguir soluciones competitivas en costo y realizables, de manera de perturbar mínimamente las condiciones operativas en los recintos. En tal sentido, el diseño de los sistemas de control acústico se basa en la utilización de modelos predictivos a los efectos de estimar la eficiencia de diferentes soluciones técnicas para lograr un ambiente acústico adecuado. Un problema asociado a la aplicación de modelos de simulación acústica corresponde a la calibración de los mismos, es decir, al ajuste de los parámetros a los efectos de reproducir situaciones reales. Este tipo de problema aparece, por ejemplo, cuando es necesario efectuar un diseño de un sistema de control en un recinto industrial multi-fuente en condiciones de operación. Por consiguiente, antes de implementar cualquier medida de control de ruido es necesario lograr una correcta *identificación* de las condiciones acústicas existentes, es decir, se deben caracterizar todos los factores que influyen de manera directa en la generación y distribución del campo sonoro dentro del recinto.

La naturaleza acústica de las principales fuentes de ruido es el factor más importante en este sentido. Es posible obtener cierta información de las fuentes sonoras a partir de los datos brindados por el fabricante (por ejemplo, los niveles de potencia sonora). Sin embargo, en muchos casos sucede que esta información no se corresponde con la real debido, por ejemplo, al desgaste de distintos componentes de las máquinas o a cambios en los modos de operación. Entonces, una forma de abordar el problema es detener el funcionamiento de la planta, y activar cada fuente por separado, para efectuar las correspondientes mediciones acústicas. De esta manera, es posible comparar la contribución de cada fuente y evaluar cómo afectan cada una al campo sonoro total (Girón *et al.*, 2005).

Sin embargo, tal metodología no es generalmente aplicable por el enorme costo económico resultante de una parada en los procesos de producción, por lo cual deben buscarse otros enfoques.

Existen diversos métodos directos de medición *in situ* que se pueden utilizar para este propósito. La técnica de intensimetría sonora permite estimar la potencia sonora, así como también la directividad asociada a la fuente de ruido a evaluar. En particular, la normativa ISO 9614 (ISO 9614-1, 1993; ISO 9614-2, 1996) establece los criterios para efectuar las mediciones. Aunque esta técnica ha demostrado ser efectiva (Crocker *et al.*, 2004), en aquellos casos donde sea necesario evaluar una gran cantidad de fuentes sonoras es necesario realizar una gran cantidad de mediciones para cada fuente, lo cual puede resultar en un proceso de medición extremadamente largo. Además, requiere una gran experiencia por parte del operador y el equipamiento necesario debe ser muy preciso y, generalmente, es caro. Una metodología alternativa y más avanzada es la técnica basada en imágenes acústicas. Ésta se implementa mediante el uso de arreglos de micrófonos ubicados a una distancia relativa de la fuente de ruido a evaluar. Luego, a partir de un análisis de los datos adquiridos es posible obtener las ubicaciones y las magnitudes de los principales puntos de emisión sonora de dicha fuente. En este sentido, los métodos más utilizados son *Acoustic Holography* (Maynard *et al.*, 1985) y *Beamforming* (Bai y Lee, 1998). Estas metodologías están basadas en el procesamiento de señales y presentan diferentes características de resolución e implementación por lo que el criterio de selección de la más adecuada dependerá de diversos factores como el rango de frecuencias de interés, la distancia de medición, las propiedades físicas de la fuente sonora y las condiciones de operación (O'Brien *et al.*, 2012).

Por otro lado, es posible utilizar también técnicas basadas en mediciones con micrófonos para estimar *in situ* las características acústicas de los distintos materiales que conforman las superficies interiores. Básicamente, tal enfoque consiste en medir el sonido directo y reflejado del material y de esta manera estimar las características de absorción asociadas (Allard *et al.*, 1989; Takahashi *et al.*, 2005). Estas técnicas, generalmente, imponen diferentes hipótesis sobre las características acústicas de la onda incidente y reflectada en la superficie estudiada, limitando su aplicación a ciertas situaciones.

Una opción interesante entre las distintas metodologías desarrolladas para caracterizar las propiedades acústicas de los recintos, es la utilización de métodos inversos. En particular, estos métodos permiten identificar las potencias acústicas de las fuentes, a partir

de valores de los niveles sonoros medidos en una gran cantidad de puntos receptores. Luego el problema inverso se resuelve minimizando un funcional que cuantifica la diferencia entre los niveles sonoros medidos y los estimados mediante un modelo acústico adecuado. En tal sentido, a medida que esta diferencia sea menor, los valores estimados de las potencias sonoras serán más parecidos a los reales. El problema se plantea utilizando una técnica numérica iterativa, en asociación con la actualización del modelo acústico.

Uno de los trabajos pioneros en este sentido es el presentado por Luzzato y Lecointre, (1986), donde el problema teórico de la identificación de las fuentes sonoras en ambientes interiores se resuelve de la manera comentada. En particular, en este trabajo se utilizaron dos métodos numéricos diferentes en función del tipo de campo acústico predominante en cada uno de los recintos analizados. El primer método supone un campo reverberante casi uniforme y las fuentes se consideran puntuales radiando el sonido de manera omnidireccional. El segundo método, se basa en una teoría más general, que permite contemplar fuentes sonoras de gran tamaño que generan campos reverberantes no uniformes.

Siguiendo la idea precedente, Guasch *et al.* (2002) presentaron una metodología de simulación inversa para estimar las potencias sonoras a partir del conocimiento de los niveles sonoros obtenidos mediante medición directa y la utilización de un programa de simulación acústica, en el exterior de un complejo industrial multi-fuente. La técnica exhibe como aspecto interesante que los niveles de potencia de las fuentes se expresan en función de una probabilidad entre un conjunto de posibles valores, para lo cual es necesario contar, además de los niveles de presión sonora y del modelo de propagación, con cierta información aproximada de la potencia sonora de las fuentes evaluadas. Asimismo, realizaron un análisis de la estabilidad de la solución, mediante la simulación de errores en los niveles sonoros medidos a efectos de detectar posibles correlaciones entre las potencias sonoras de las diferentes fuentes.

Otros estudios análogos se pueden encontrar en los trabajos de Lu y Hong (2005), Lan y Chiu (2008), Mun y Geem (2009) y Cortínez *et al.* (2009). Básicamente, en estos trabajos las distintas metodologías difieren en el tipo de modelo acústico y en el algoritmo empleado para efectuar el enfoque inverso.

Empleando técnicas inversas es posible también identificar las propiedades de los materiales de las superficies de los recintos. En este sentido se pueden mencionar los trabajos de Dutilleux *et al.* (2002) y Nava *et al.* (2009). En este último, se presenta un

método preliminar para estimar *in situ* las características de absorción de los materiales de las superficie interiores a partir del conocimiento de la geometría de las superficies, de los niveles sonoros en un número arbitrario de posiciones y de la potencia de la fuente sonora. El enfoque global emplea una técnica iterativa de solución, en conjunto con un modelo de propagación de onda que permite caracterizar el campo sonoro interior. Los resultados obtenidos se compararon con datos experimentales, observándose un buen ajuste.

1.1.2 Diseño óptimo

Un aspecto del diseño acústico que tiene cada vez mayor importancia se refiere al *diseño óptimo*. En efecto el diseño convencional se basa en seleccionar ciertas modificaciones (apantallamiento de fuentes, agregado de dispositivos de absorción, encapsulamiento de máquinas, etc.), simular luego sus efectos y finalmente estimar los resultados. El diseño final surge de un análisis y comparación de los escenarios simulados. No obstante, este enfoque se basa, generalmente, en el estudio de pocos escenarios que deben ser cuidadosamente propuestos por los ingenieros de acuerdo a su conocimiento. Sucede en muchos casos que de esta manera quedan fuera de análisis soluciones tecnológicas que podrían ser más eficientes que aquellas ensayadas. Este problema resulta particularmente marcado cuando involucra a ingenieros con poca experiencia. Sin embargo, la tecnología computacional actual y el avance en teorías matemáticas ofrecen la posibilidad de realizar en forma automática el diseño, de tal manera de acercarse mucho a la solución óptima. Esta idea consiste en acoplar un modelo acústico con técnicas de optimización matemática que permitan seleccionar los parámetros de diseño más adecuados. En tal sentido, el diseño óptimo involucra la simulación de distintos escenarios del ambiente bajo estudio, donde se evalúa iterativamente el campo sonoro en función de ciertas variables de interés. La información obtenida en cada iteración es representada por el valor de una función objetivo, que debe calcularse mediante un algoritmo de optimización, a fin de modificar apropiadamente el conjunto de variables de diseño. Esta función puede estar sujeta a ciertas restricciones que deben ser tenidas en cuenta durante el proceso de optimización. Luego, el objetivo del algoritmo de optimización es reducir (o incrementar) el valor de la función objetivo, en función de un criterio de mejora del espacio acústico previamente definido.

Entre las estrategias más utilizadas para optimizar las condiciones acústicas en ambientes interiores, se pueden nombrar aquellos enfoques que tienen como objetivo reducir el campo reverberante a partir del estudio de la ubicación, tipo de montaje y

configuración de dispositivos acústicos sobre las superficies interiores. Para ello es posible utilizar paneles absorbentes simples o multicapa. Estos últimos, presentan configuraciones variadas que incluyen usualmente combinaciones de paneles perforados, materiales absorbentes, cámaras de aire, barreras de vapor, etc. (Lee y Chen, 2001). En este sentido, se puede citar el trabajo de Nannariello *et al.* (2004), donde se diseñó un sistema de paneles absorbentes multicapa aplicado sobre superficies planas, considerando como variables las características acústicas de los materiales utilizados y el espesor de cada uno de ellos. El objetivo es conseguir un sistema que permita absorber las ondas sonoras generadas con una frecuencia mayor a 100 Hz. En los trabajos de Chang *et al.* (2005a, b) se propone un método para optimizar variables geométricas y acústicas asociadas a paneles absorbentes multicapa simples conformados por una placa perforada, un material absorbente poroso y una cámara de aire junto a la pared. El objetivo es reducir el nivel sonoro dentro del recinto a partir de distintas configuraciones del panel sujetas a ciertas restricciones geométricas. Un estudio similar fue realizado por Chiu *et al.* (2007), para diseñar paneles absorbentes multicapa dobles. Un trabajo interesante es el presentado por Ruiz *et al.* (2011) donde se optimizan distintos parámetros constitutivos de paneles microperforados para obtener la máxima absorción posible para una banda de frecuencias dada. Otros estudios relacionados con la optimización de la ubicación de material absorbente dentro de recintos se pueden encontrar en los trabajos de Cappelli D’Orazio y Fontana (1999), Cortínez *et al.* (2007), Besset y Dühning *et al.* (2008) y Ichchou (2011).

Adicionalmente a las metodologías de diseño expuestas anteriormente, es posible realizar modificaciones en la geometría de los recintos, a los efectos de alterar favorablemente sus propiedades acústicas. En este sentido, se puede citar el trabajo de Papadopoulos (2001) quien propuso una metodología para suavizar las respuestas modales dentro de un recinto ortogonal, a partir de realizar cambios en la geometría de cada superficie. Para ello, propuso como variables de diseño distintas disposiciones de las superficies en función del ángulo de rotación con respecto a las posiciones originales. Los resultados obtenidos mostraron cierta reducción del nivel sonoro para algunas frecuencias pero el nivel global se incrementó. Esto se debe a que las modificaciones geométricas actúan, esencialmente, como difusores distribuyendo el campo sonoro espacialmente y produciendo un aumento del campo reverberante. Sucede, además, que muchas veces las alteraciones estructurales requeridas para obtener el comportamiento acústico deseado, son poco viables desde el punto de vista práctico. La optimización de forma es un método

interesante para implementar en la etapa de proyecto, ya que generalmente no es práctico realizar reformas una vez que el recinto está en funcionamiento.

1.2 Motivación

A pesar del gran volumen de trabajo llevado a cabo en la temática expuesta, generalmente, los enfoques de identificación y diseño acústico se estudian de manera separada y los modelos acústicos empleados o no son lo suficientemente robustos para contemplar situaciones generales o presentan elevados tiempos de cómputo. Por consiguiente, merece un estudio más profundo, el desarrollo de técnicas computacionales que se dirijan a unificar los enfoques mencionados. En esta tesis, se utiliza el concepto de *rediseño acústico óptimo*, definido como la metodología que permite mejorar las condiciones acústicas preexistentes en ambientes interiores. Esta tarea consta de dos partes fundamentales, por un lado la identificación de los distintos parámetros acústicos involucrados en el escenario inicial y por el otro, el diseño óptimo de mejoras en función de ciertas variables de diseño y restricciones impuestas.

Por otro lado, si bien existen diversas maneras de presentar el problema inverso de identificación, es posible expresarlo como un problema de optimización. De esta manera, resulta interesante, desde un punto de vista de resolución, que ambos enfoques (identificación y diseño) puedan formularse como un problema de optimización matemática. Además, es necesaria la utilización de algoritmos de optimización con modelos de simulación acústica, no solamente precisos, sino también computacionalmente veloces, a efectos de poder realizar el rediseño requerido en tiempos razonables. En particular, el estudio de técnicas matemáticas adecuadas de optimización resulta de gran interés actual.

1.3 Objetivos y alcance del estudio

La presente investigación está orientada hacia aspectos relacionados con el diagnóstico y control de la contaminación sonora en espacios cerrados, con énfasis en recintos industriales. El objetivo principal consiste en desarrollar un enfoque computacional, para el rediseño óptimo de recintos industriales, considerando los tres aspectos fundamentales del problema: modelos acústicos de simulación, métodos inversos para la calibración de los modelos bajo condiciones de operación y métodos de optimización matemática aplicada al diseño acústico. En particular, se busca utilizar modelos acústicos precisos y rápidos en

conjunto con técnicas de optimización adecuadas.

Los objetivos específicos asociados son:

- Desarrollo de una formulación energética bidimensional basada en la teoría de difusión acústica (Picaut *et al.*, 1997), para predecir el campo sonoro reverberante de alta frecuencia en ambientes interiores. A partir de esta formulación, se pretende obtener un modelo suficientemente general y computacionalmente veloz, que permita caracterizar adecuadamente el comportamiento acústico en distintos espacios interiores, en particular en recintos con características industriales (geometrías desproporcionadas, distribución heterogénea de material absorbente, objetos esparcidos en el interior, reflexiones mixtas, etc.).
- Elaboración de una metodología integral de simulación acústica en el rango completo de frecuencias de interés, combinando el enfoque bidimensional propuesto de difusión acústica para alta frecuencia y la ecuación de onda para baja frecuencia.
- Formulación de un método alternativo de predicción sonora, basado en el uso de metamodelos. Básicamente, éstos son modelos rápidos, generados a partir de datos de simulaciones numéricas o experimentales, y utilizados con fines de análisis y optimización. De esta manera se pretenden englobar las principales características de los recintos estudiados y obtener un modelo empírico, suficientemente general, que permita predecir rápidamente los efectos sobre el campo sonoro debido a las variaciones de los parámetros involucrados.
- Desarrollo de un método inverso, para la identificación de las condiciones acústicas de recintos industriales multi-fuente en condiciones de operación, formulado como un problema de optimización. Para ello, se establece una metodología para caracterizar los niveles de potencia y ubicaciones de las fuentes sonoras principales y las propiedades absorbentes de los materiales interiores.
- Elaboración de un enfoque de diseño acústico óptimo de recintos industriales multi-fuente, basado en el análisis de tratamientos acústicos pasivos. El objetivo del enfoque se dirige a la minimización del costo total de instalación de distintas soluciones técnicas. Para ello, se adoptan como estrategias de control la utilización de paneles absorbentes simples y múltiples y el encapsulamiento de las fuentes sonoras.

- Extensión del enfoque de diseño óptimo a fin de contemplar otra clase de recintos. En particular, se presenta una metodología para mejorar la calidad acústica de recintos destinados a la interpretación musical. Para ello, se pretende optimizar la forma geométrica y la distribución de material absorbente en las superficies del recinto, a partir de considerar valores adecuados de ciertos indicadores de calidad acústica.
- Desarrollo de un método computacional integrado para lograr el rediseño acústico óptimo a partir de combinar las distintas estrategias mencionadas. Implementación de los algoritmos en programas computacionales comerciales de acceso general.

1.4 Metodología

Se propone y justifica la selección del modelo de difusión acústica para determinar el campo reverberante de alta frecuencia en recintos. Esencialmente, se formula un enfoque aproximado bidimensional de la teoría de difusión acústica tridimensional, a partir de la utilización del método de Kantorovich (Kantorovich y Krylov, 1964). Se evalúa la efectividad del enfoque mencionado, en función de los tiempos de cómputo requeridos y del ajuste logrado, mediante comparaciones con el modelo tridimensional y con un modelo basado en la acústica geométrica implementado en el programa comercial CATT-Acoustic™. Las comparaciones se realizan esencialmente en términos de la distribución de los niveles sonoros y del tiempo de reverberación en recintos con distintas características particulares (recintos con distintas alturas y techos inclinados, recintos acoplados, recintos con objetos distribuidos en su interior). A los efectos de contemplar el espectro completo de frecuencias de interés, se utiliza el modelo bidimensional mencionado en conjunto con la ecuación de onda, para caracterizar el campo sonoro de baja frecuencia. Para resolver numéricamente ambos enfoques (modelo de difusión bidimensional y ecuación de onda) se propone la utilización del método de los elementos finitos MEF (Zienkiewicz, 1982).

Adicionalmente, se presenta un enfoque alternativo de predicción mediante la utilización de metamodelos. Éstos son generados a partir de la técnica de Redes Neuronales Artificiales RNAs (Bishop, 1995), y de datos numéricos obtenidos de modelos computacionales robustos. Las RNAs son básicamente técnicas especiales de regresión no lineal, que permiten relacionar causas y efectos a partir de cierta información para un sistema dado. En tal sentido, las RNAs son “entrenadas” mediante valores simulados utilizando un modelo geométrico implementado en el programa comercial SoundPlan®. Luego, los metamodelos

resultantes son utilizados para relacionar los campos acústicos (presión sonora en diferentes puntos) con diferentes parámetros de diseño del recinto (ubicación y nivel de potencia de las fuentes, características de absorción de las superficies, distribución geométrica de obstáculos). La conveniencia del uso de los metamodelos radica en que es posible generarlos para una tipología de recintos con características geométricas y acústicas similares. De tal manera se establece un único modelo empírico, ajustado a las características propias de los casos analizados. En consecuencia, en dichas situaciones los metamodelos tienen la particularidad de ser mucho más veloces que las técnicas de simulación basadas en modelos físicos. En particular, se formula un enfoque adicional donde las RNAs son entrenadas mediante valores simulados con el modelo de difusión bidimensional. Esta metodología presenta la ventaja que la generación de datos es mucho más rápida que en el caso de la utilización de métodos geométricos. En tal sentido, es posible contemplar más configuraciones (para un mismo tiempo de cálculo) enriqueciendo, de esta manera, la información para construir el metamodelo. El proceso general para la obtención de los metamodelos se realiza utilizando el programa comercial Matlab[®].

Para implementar el enfoque de diseño acústico óptimo es necesario identificar previamente las condiciones acústicas existentes. Éstas se corresponden con los niveles de potencias sonoras y las ubicaciones de las principales fuentes y con los coeficientes de absorción de los materiales que conforman las superficies del recinto. Para efectuar el proceso de identificación se propone utilizar un método inverso. El mismo consiste en obtener el nivel sonoro en diferentes puntos receptores, dentro del recinto, mediante medición directa para luego plantear la minimización de una función objetivo que mide la diferencia entre estos valores y aquellos determinados teóricamente (estimados) a partir de un modelo acústico. Dicho modelo contiene las magnitudes a identificar (niveles de potencia, coeficientes de absorción), consecuentemente los valores reales de estas últimas corresponden a los que minimicen la diferencia aludida, siguiendo un criterio de mínimos cuadrados. Por consiguiente el proceso de minimización de la función objetivo se plantea como un problema de optimización matemática.

Una vez identificadas las condiciones acústicas existentes en el recinto, es posible abordar el problema de diseño óptimo. Este último requiere la definición de la función objetivo junto con las variables de diseño y un conjunto de restricciones que deben cumplirse. La función objetivo adoptada es el costo económico total, correspondiente a la aplicación de distintas soluciones técnicas (tratamientos acústicos), tales como la

incorporación de paneles absorbentes en las superficies interiores y/o el encapsulamiento de las fuentes sonoras. Las variables de diseño se corresponden con distintas configuraciones geométricas y acústicas de los tratamientos mencionados. La principal restricción del diseño es procurar que el nivel sonoro global obtenido, en distintas ubicaciones, no supere cierto valor límite establecido. La mejor solución (óptima) se obtiene minimizando la función objetivo, sin infringir las expresiones matemáticas correspondientes a las restricciones.

Un problema asociado a los enfoques de identificación y diseño planteados es que generalmente están mal condicionados, es decir, las funciones objetivos presentan varios mínimos relativos. Además, el problema de diseño involucra, en general, variables discretas y continuas. Por ejemplo, los coeficientes correspondientes a los materiales absorbentes tendrán valores determinados por su disponibilidad en el mercado. En cambio la superficie sobre las cuales será apropiado aplicar dichos materiales y los niveles de potencia sonora de las fuentes variarán continuamente. Para resolver los problemas de optimización con las características enunciadas, se plantea la utilización de los modelos acústicos aludidos previamente, en conjunto con técnicas de optimización globales que eviten caer en soluciones asociadas a mínimos locales (no óptimas) y que permitan considerar variables tanto discretas como continuas. En tal sentido, se propone utilizar la técnica de optimización heurística denominada Recocido Simulado SA (*Simulated Annealing*). En particular, se emplea una versión modificada de dicho algoritmo que permite una mayor velocidad de convergencia en comparación con la versión clásica.

De manera adicional, y a los efectos de extender las aplicaciones de la metodología de diseño presentada, se formula un enfoque para realizar el diseño óptimo preliminar en una sala de concierto a los efectos de lograr condiciones de percepción acústica adecuadas. Esto involucra la evaluación de valores óptimos de ciertos indicadores acústicos, en distintas posiciones en la zona de audiencia. Las variables de diseño corresponden a las dimensiones y forma de la sala y a los materiales absorbentes utilizados en ciertas superficies interiores.

Finalmente, la metodología general de rediseño óptimo contempla la implementación del algoritmo de optimización en el programa Matlab[®], mientras que las ecuaciones del modelo de difusión acústica y de onda se resuelven mediante el programa comercial basado en el método de elementos finitos FlexPDE[®]. El enfoque global se implementa mediante la interacción entre ambos programas computacionales.

1.5 Contenido de la tesis

Se presenta a continuación una breve descripción de cada capítulo que conforma la tesis.

En este primer capítulo se presentan las características generales de la investigación y se describe la motivación que originó el estudio, los objetivos y alcances del mismo, la metodología utilizada y el contenido de la tesis.

En el Capítulo II se introducen los conceptos físicos más relevantes relacionados con la propagación del sonido, remarcando los aspectos fundamentales de la acústica en ambientes interiores. Luego se describen las principales técnicas de simulación acústica. Finalmente se discuten las ventajas y desventajas de las técnicas más representativas, en función de las características de los recintos estudiados.

En el Capítulo III se presenta la derivación teórica de la ecuación de difusión acústica y se mencionan las principales extensiones propuestas durante los últimos años. Luego se presenta la formulación matemática para la obtención del enfoque bidimensional del modelo de difusión. Particularmente, se formula un enfoque general y otro reducido, los cuales presentan diferentes grados de precisión en función de las características geométricas de los recintos analizados. Finalmente, se discuten las limitaciones y ventajas del enfoque propuesto.

En el Capítulo IV se describen brevemente los principales conceptos relacionados con la técnica de Redes Neuronales Artificiales RNAs y se detallan específicamente aquellas técnicas utilizadas para la obtención de los metamodelos. Se presentan diferentes estrategias de construcción de estos últimos, en función de la generación de la base de datos de entrenamiento.

En el Capítulo V se exponen los principales tratamientos acústicos considerados en el enfoque de diseño óptimo, basados en el control del campo acústico reverberante y de las fuentes sonoras. Se analizan y proponen los modelos matemáticos para simular estos tratamientos. Finalmente, se enuncian las variables de diseño utilizadas.

En el Capítulo VI se presenta la formulación general del problema de rediseño acústico óptimo de recintos industriales. Se describen las funciones objetivos y las restricciones adoptadas, tanto para la etapa de identificación como para la etapa de diseño. Luego, se introducen los lineamientos generales asociados a los algoritmos de implementación y

optimización utilizados y se presenta la estrategia general de resolución del enfoque. En particular, se plantea la posibilidad de extender el enfoque de diseño propuesto, para optimizar recintos con características particulares como aquéllos destinados a la interpretación musical.

En el Capítulo VII se presenta la validación del modelo bidimensional de difusión acústica a partir de comparaciones con el modelo de difusión tridimensional y con un modelo basado en la acústica geométrica. Para ello, se analizan recintos con geometrías y condiciones acústicas particulares asociadas a las encontradas en recintos industriales reales. Finalmente, se investiga el grado de ajuste logrado por los metamodelos obtenidos a partir de contemplar diferentes estrategias para generar la base de datos de entrenamiento.

En el Capítulo VIII se presentan y discuten distintas aplicaciones numéricas donde se resuelve el problema de identificación y diseño acústico, formulado a partir de varios enfoques que combinan la utilización del modelo bidimensional de difusión y de los metamodelos en combinación con la técnica de optimización Recocido Simulado SA. En particular, se evalúa la robustez y velocidad de convergencia de las distintas metodologías propuestas.

Finalmente, en el Capítulo IX se exponen las conclusiones que incluyen un resumen de los estudios realizados, los aportes fundamentales de la presente tesis junto a las publicaciones derivadas de la misma y las recomendaciones para trabajos futuros.

CAPITULO II

FUNDAMENTOS PARA LA ACÚSTICA DE RECINTOS

El sonido se caracteriza por las fluctuaciones de presión en un medio elástico compresible. La propagación del sonido involucra el transporte de energía, en forma de ondas mecánicas que se transmiten a través de un medio que lo contiene. El comportamiento del sonido en campo libre está caracterizado generalmente por la ausencia de restricciones u obstáculos para la propagación de las ondas. Por el contrario, al encerrar una fuente en un recinto, el campo sonoro es afectado por las múltiples reflexiones que se producen cuando las ondas sonoras generadas se encuentran con las distintas superficies límites. Asimismo, la forma y tamaño del recinto y la existencia de objetos en su interior pueden alterar notablemente la distribución sonora. Todo esto trae aparejado varias consecuencias de gran importancia para el control de ruido, como la acumulación heterogénea de energía acústica y el aumento del nivel sonoro (Miyara, 1999). A los efectos de adoptar soluciones efectivas y económicas, es necesario entender claramente los principios de la propagación del ruido así como también los fenómenos acústicos asociados a los ambientes interiores.

En este capítulo se introducen brevemente los conceptos físicos más relevantes, relacionados con la propagación del sonido a partir de la teoría ondulatoria, remarcando los aspectos fundamentales de la acústica de recintos. Luego, se presentan las principales teorías para modelar la propagación sonora en recintos para campos de alta frecuencia, detallando las técnicas de simulación asociadas a cada una. Finalmente, se discuten las ventajas y desventajas de los métodos de simulación más representativos, en función de las características de los recintos estudiados.

2.1 Propagación de las ondas sonoras: Teoría Ondulatoria

La teoría de ondas se basa en la naturaleza ondulatoria del sonido y permite caracterizar el comportamiento real del mismo, desde el punto de vista físico. Las ondas sonoras son una forma de energía que se propaga por la colisión sucesiva de las moléculas en un fluido (gas o líquido). En tal sentido, el sonido puede ser representado por una sucesión de compresiones y rarefacciones del medio en la dirección de propagación, a partir de una

fuente sonora. La generación del sonido tiene lugar cuando dicha fuente entra en vibración. Debido a los movimientos ondulatorios de las partículas en el fluido, aparecen variaciones en la presión, densidad y velocidad de las partículas. La diferencia entre el valor de la presión instantánea originada por un sonido y la presión estática p_0 (presión de equilibrio) se denomina *presión sonora* $p(\mathbf{r}, t)$ y es un valor escalar que depende de la posición $\mathbf{r} = x, y, z$ en el espacio y del tiempo t (Jacobsen *et al.*, 2011). La unidad física de la presión sonora es el Pascal Pa ($1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$).

Los cambios en la presión del fluido, causados por la onda sonora, ocurren generalmente a una velocidad tal que el intercambio de calor entre unidades de volumen adyacentes es despreciable. En consecuencia, el sonido es un fenómeno aproximadamente adiabático y la temperatura puede considerarse como un parámetro característico de la onda sonora. Si se asume que la propagación sonora se realiza sin pérdidas considerando el medio sin restricciones (campo libre), homogéneo y en reposo, el valor de la *velocidad del sonido* c es constante con respecto al espacio y al tiempo. En el caso del aire, su magnitud se define como (Beranek, 1954)

$$c = 331.4 \sqrt{1 + \frac{T_{\text{amb}}}{273.15}}, \quad (2.1)$$

donde c se expresa en m/s y T_{amb} es la temperatura ambiental en grados centígrados °C. Dicha fórmula puede ser aproximada mediante la siguiente expresión (Kuttruff, 2000)

$$c = 331.4 + 0.6T_{\text{amb}}. \quad (2.2)$$

Como se observa en las expresiones anteriores, el sonido se propaga a una velocidad que depende únicamente de la temperatura del medio. Para condiciones normales y a una temperatura de 20 °C, la velocidad del sonido se asume aproximadamente igual a 343 m/s.

2.1.1 Descripción matemática de la propagación sonora: Ecuación de onda

La descripción matemática de la propagación sonora en fluidos sin disipación puede ser obtenida a partir de leyes básicas, que permiten relacionar los distintos parámetros acústicos. En primer lugar, se define la ecuación de movimiento de Euler para un fluido invíscido mediante la siguiente relación

$$\nabla p(\mathbf{r}, t) = -\rho_0 \frac{\partial \mathbf{u}(\mathbf{r}, t)}{\partial t}, \quad (2.3)$$

donde el término ∇ es el operador gradiente, p es la presión sonora, \mathbf{u} es el vector de velocidad de la partícula y ρ_0 es la densidad estática del fluido. La conservación de la masa en un fluido conduce a la expresión

$$\rho_0 \operatorname{div}(\mathbf{u}(\mathbf{r}, t)) = -\frac{\partial \rho(\mathbf{r}, t)}{\partial t}, \quad (2.4)$$

donde div es la divergencia y ρ es la densidad total, $\rho = \rho_0 + \delta\rho$.

En las ecuaciones precedentes, se asume implícitamente que los cambios de p y ρ son pequeños en comparación con los valores estáticos p_0 y ρ_0 . Además, el valor absoluto de la velocidad de la partícula debe ser mucho menor que la velocidad del sonido.

Si consideramos un gas ideal, es posible expresar la relación entre la presión sonora y la variación de la densidad de la siguiente manera

$$\frac{p(\mathbf{r}, t)}{p_0} = \kappa \frac{\delta\rho(\mathbf{r}, t)}{\rho_0}, \quad (2.5)$$

siendo κ el exponente adiabático.

Eliminado la velocidad de la partícula \mathbf{u} y la parte variable de la densidad $\delta\rho$ de las ecuaciones (2.3) y (2.5), se obtiene la ecuación diferencial que gobierna la propagación de la presión sonora. Ésta se denomina *ecuación de onda* y se expresa, en el sistema de coordenadas cartesianas, de la siguiente manera

$$\nabla^2 p(\mathbf{r}, t) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p(\mathbf{r}, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (2.6)$$

donde el término ∇^2 representa el operador Laplaciano y

$$c^2 = \kappa \frac{p_0}{\rho_0}. \quad (2.7)$$

La ecuación de onda no homogénea para un medio acústico con disipación se define de la siguiente forma (Morse y Ingard, 1968)

$$\left(1 + \tau_R \frac{\partial}{\partial t}\right) \nabla^2 p(\mathbf{r}, t) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p(\mathbf{r}, t)}{\partial t^2} = \rho_0 \frac{\partial s(\mathbf{r}, t)}{\partial t}, \quad (2.8)$$

donde $s(\mathbf{r}, t)$ representa la distribución de velocidad volumétrica de la fuente sonora y τ_R es el tiempo de relajación del medio. Este último modela la demora que se produce entre los cambios repentinos en la presión sonora y las condiciones resultantes de equilibrio.

Si la solución de la ecuación de onda es armónica en el tiempo, la presión sonora puede escribirse como $p(\mathbf{r}, t) = \text{Re}\{P(\mathbf{r})e^{j\omega t}\}$, siendo Re la parte real de la expresión compleja, $\omega = 2\pi f$ la frecuencia angular, f la frecuencia (número de oscilaciones por segundo) y $j = \sqrt{-1}$ la unidad imaginaria. Considerando la expresión compleja de la presión sonora, la ecuación diferencial de onda (2.8), sin considerar disipación, puede expresarse en el dominio de la frecuencia y transformarse en la *ecuación de Helmholtz*

$$\nabla^2 P(\mathbf{r}, \omega) + k^2 P(\mathbf{r}, \omega) = -j\omega\rho_0 s(\mathbf{r}, \omega), \quad (2.9)$$

donde k es el número de onda definido mediante

$$k = \frac{\omega}{c}. \quad (2.10)$$

Se debe notar que la velocidad de la partícula \mathbf{u} , también se puede expresar mediante un término armónico, de manera que $\mathbf{u} = \mathbf{U}(\mathbf{r})e^{j\omega t}$.

2.1.2 Onda plana y onda esférica

Dos de las soluciones básicas de la ecuación de onda son la onda plana y la onda esférica. Éstas representan las bases para entender el fenómeno de propagación acústica en situaciones reales. En particular, la onda plana constituye un aspecto fundamental en la simulación acústica como se verá más adelante.

La onda plana representa la solución de la ecuación (2.6) para la propagación del sonido en una dimensión. Toda variable acústica asociada a ésta, en un instante de tiempo dado, es constante en cualquier plano perpendicular a la dirección de propagación. La presión sonora de una onda plana armónica que se propaga en la dirección de x , expresada de manera compleja, se define como (Jacobsen *et al.*, 2011)

$$p(x, t) = \text{Re}\{\hat{P}e^{j(\omega t - kx)}\}, \quad (2.11)$$

donde la cantidad \hat{P} representa la amplitud de la onda. En cualquier posición dentro del campo sonoro, la presión sonora varía armónicamente con la frecuencia angular ω y, en cada instante de tiempo, varía con respecto a x con el período espacial el cual se denomina longitud de onda φ y representa la distancia recorrida por la onda en un ciclo

$$\varphi = \frac{c}{f} = \frac{2\pi c}{\omega} = \frac{2\pi}{k}. \quad (2.12)$$

Utilizando la representación compleja de la presión sonora, es posible expresar la velocidad de la partícula de una onda plana como

$$u(x,t) = -\frac{1}{j\omega\rho_0} \frac{\partial p(x,t)}{\partial x} = \frac{k}{\omega\rho_0} \hat{P} e^{j(\omega t - kx)} = \frac{\hat{P}}{\rho_0 c} e^{j(\omega t - kx)} = \frac{p(x,t)}{\rho_0 c}. \quad (2.13)$$

Se observa que, en la propagación de ondas planas, la presión sonora y la velocidad de la partícula están en fase.

Por su parte, en una onda esférica, los frentes de onda son esferas concéntricas cuyo centro coincide con la posición de la fuente de la perturbación. En campo libre, la fuente presenta simetría esférica con respecto a la distancia al origen r . Resolviendo la ecuación de onda (2.6) en coordenadas esféricas, es posible definir la expresión compleja de la onda esférica armónica divergente como (Jacobsen *et al.*, 2011)

$$p(r,t) = \hat{P} \frac{e^{j(\omega t - kr)}}{r}, \quad (2.14)$$

y la componente de la velocidad de la partícula en la dirección radial se expresa

$$u(r,t) = -\frac{1}{j\omega\rho_0} \frac{\partial p(r,t)}{\partial r} = \frac{\hat{P}}{\rho_0 c} \frac{e^{j(\omega t - kr)}}{r} \left(1 + \frac{1}{jkr}\right) = \frac{p(r,t)}{\rho_0 c} \left(1 + \frac{1}{jkr}\right). \quad (2.15)$$

Se observa que el decrecimiento de la presión sonora es proporcional a $1/r$. Esto se denomina generalmente *ley inversa de la distancia* (Kuttruff, 2000). Asimismo, cuando la distancia r es grande en comparación con la frecuencia, es decir para valores de $kr \gg 1$, la presión y la velocidad de la partícula están en fase de igual manera que en el caso de ondas planas.

2.1.3 Impedancia acústica y condiciones de borde

La impedancia acústica es una característica del medio en la posición en que la onda se está propagando. En particular, *la impedancia acústica específica* Z se define como la razón compleja entre la presión y la componente normal de la velocidad de la partícula asociada, donde dicha normal se puede considerar respecto de un plano imaginario (frente de onda) o de un plano real (superficie de un recinto). Se define como

$$Z(\omega) = \frac{P(\omega)}{\mathbf{U}(\omega) \cdot \mathbf{n}}, \quad (2.16)$$

donde \mathbf{n} es el vector unitario normal al plano. Para una onda plana propagándose en el aire, la impedancia específica se expresa

$$Z_0 = \rho_0 c, \quad (2.17)$$

siendo su unidad el Rayl ($\text{kg/m}^2\text{s}$). La ecuación (2.17) se denomina *impedancia característica* y representa el grado de resistencia al movimiento de las partículas en el aire. Para condiciones normales de temperatura (20°C), densidad $\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$ y velocidad del sonido $c = 343 \text{ m/s}$, el valor de $Z_0 = 415 \text{ Rayl}$.

En el caso de una superficie real, la impedancia se denomina *impedancia acústica específica de la superficie*. Frecuentemente, ésta se divide por la impedancia característica del aire definiendo la *impedancia acústica específica normalizada*

$$\zeta(\omega) = \frac{Z(\omega)}{\rho_0 c}. \quad (2.18)$$

La definición de la impedancia acústica específica (2.16) puede combinarse con la ecuación de movimiento de Euler (2.3), para obtener una expresión que permite establecer distintas condiciones, cuando la onda sonora interactúa con una superficie (condiciones de borde). En este sentido, la ecuación de Euler, en su forma armónica, se expresa de la siguiente manera

$$\frac{\partial P(\mathbf{r}, \omega)}{\partial \mathbf{n}} = -j\rho_0 \omega \mathbf{U}(\mathbf{r}, \omega) \cdot \mathbf{n}. \quad (2.19)$$

La ecuación (2.19) representa una superficie flexible vibrando con una velocidad \mathbf{U} . En el caso de una superficie rígida, la velocidad es nula en la superficie y la ecuación (2.19) queda establecida como

$$\frac{\partial P(\mathbf{r}, \omega)}{\partial \mathbf{n}} = 0. \quad (2.20)$$

Para superficies revestidas con algún tipo de material absorbente, la condición de borde se determina reemplazando la ecuación de la impedancia acústica específica (2.16) en la ecuación (2.19). De esta manera resulta

$$\frac{\partial P(\mathbf{r}, \omega)}{\partial \mathbf{n}} = -\frac{j\rho_0 \omega P(\mathbf{r}, \omega)}{Z(\omega)}. \quad (2.21)$$

A partir de la ecuación de Helmholtz (2.9) y especificando las condiciones de borde definidas anteriormente, se obtiene el sistema de ecuaciones cuya solución corresponde al campo sonoro dentro del recinto.

2.1.4 Energía, densidad de energía e intensidad sonora

La presión sonora es el parámetro más importante para caracterizar un campo sonoro. Sin embargo, cuando una fuente acústica genera una onda sonora, se libera cierta cantidad de energía que es necesario conocer ya que permite cuantificar el flujo energético producido y evaluar su distribución en el espacio. La energía sonora puede ser caracterizada mediante la *densidad de energía instantánea* o energía por unidad de volumen y está conformada por la densidad de energía cinética instantánea y la densidad de energía potencial instantánea. La densidad de energía instantánea total se expresa como

$$w(\mathbf{r}, t) = \frac{1}{2} \rho_0 |\mathbf{u}(\mathbf{r}, t)|^2 + \frac{1}{2} \frac{p^2(\mathbf{r}, t)}{\rho_0 c^2}. \quad (2.22)$$

Otro término energético importante es la *intensidad sonora instantánea*, el cual indica la magnitud y dirección del flujo instantáneo de la energía sonora, para una posición dada, por unidad de área. Su valor está dado por el producto de la presión sonora instantánea y la velocidad de la partícula instantánea

$$\mathbf{J}(\mathbf{r}, t) = \mathbf{u}(\mathbf{r}, t) p(\mathbf{r}, t). \quad (2.23)$$

La densidad de energía sonora y la intensidad sonora están relacionadas mediante el siguiente balance energético (Jacobsen *et al.*, 2011)

$$\nabla \mathbf{J}(\mathbf{r}, t) = -\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t}. \quad (2.24)$$

Esta ecuación representa la conservación de la energía sonora y expresa que la razón de cambio de la densidad de energía, en un punto dado en el campo sonoro, es igual al flujo de energía sonora irradiado desde la fuente (si la densidad de energía sonora aumenta en un punto debe haber un flujo neto de energía hacia ese punto y si disminuye debe haber un flujo neto de energía divergiendo desde el punto).

Debido a las fluctuaciones originadas en la propagación de ondas, resulta práctico representar las magnitudes energéticas asociadas mediante valores promediados en el tiempo. En tal sentido, se utiliza la raíz cuadrática media rms (*root mean square*), para

representar estadísticamente tales magnitudes variables. Entonces, el valor cuadrático medio de la presión, para un intervalo de tiempo t_a suficientemente extenso, se define como

$$p_{\text{rms}}^2 = \frac{1}{t_a} \int_0^{t_a} p^2(\mathbf{r}, t) dt. \quad (2.25)$$

A partir de esto, el valor de la densidad de energía sonora promedio en un intervalo de tiempo se expresa

$$w(\mathbf{r}) = \frac{1}{2} \left(\frac{p_{\text{rms}}^2(\mathbf{r})}{\rho_0 c^2} + \rho_0 |\mathbf{u}_{\text{rms}}(\mathbf{r})|^2 \right), \quad (2.26)$$

y la intensidad sonora promediada en el tiempo se define

$$\mathbf{J}(\mathbf{r}) = [\mathbf{u}(\mathbf{r}) p(\mathbf{r})]_{\text{rms}}. \quad (2.27)$$

En el caso de una onda plana armónica propagándose en la dirección x , la intensidad sonora se especifica como (Jacobsen *et al.*, 2011)

$$\mathbf{J}(x) = \frac{p_{\text{rms}}^2(x)}{\rho_0 c} = cw(x). \quad (2.28)$$

Para el caso de ondas esféricas armónicas, la intensidad sonora radial presenta la misma relación y queda establecida de la siguiente manera (Jacobsen *et al.*, 2011)

$$\mathbf{J}(\mathbf{r}) = \frac{p_{\text{rms}}^2(r)}{\rho_0 c} \mathbf{n}, \quad (2.29)$$

siendo \mathbf{n} el vector unitario normal al área de propagación.

La propagación del sonido implica transmisión de potencia sonora desde la fuente. La potencia W_s radiada por cualquier fuente sonora se define como la integral de la intensidad acústica sobre la superficie cerrada A_s que contiene a la fuente y se expresa

$$W_s(\mathbf{r}) = \int_{A_s} \mathbf{J}(\mathbf{r}) \cdot \mathbf{n} dA_s, \quad (2.30)$$

siendo su unidad el *Watt* ($1 \text{ W} = 1 \text{ kg m}^2 \text{ s}^{-3}$). Para los casos de las ondas planas y las ondas esféricas, la presión sonora media cuadrática es una función de una sola variable espacial en la dirección de propagación. El significado se puede ampliar para incluir, por ejemplo, variaciones con la dirección angular, como es el caso de fuentes que irradian más potencia en algunas direcciones que en otras.

Desde el punto de vista teórico, la fuente más simple es la esfera pulsante o monopolo (fuente puntual), esto es, una esfera cuyo radio varía armónicamente. En este caso, la ecuación (2.30) se reduce a la siguiente expresión (Bies y Hansen, 2009)

$$W_s(r) = 4\pi r^2 \mathbf{J}(r) \cdot \mathbf{n}, \quad (2.31)$$

donde la magnitud de la intensidad acústica $\mathbf{J}(r)$, se mide a una distancia r desde el origen. Luego, es posible expresar la potencia total W_s de la fuente puntual, en función de la velocidad volumétrica Q (velocidad a la cual el fluido es irradiado desde la fuente) de la siguiente manera

$$W_s = \frac{\rho_0 c k^2 Q^2}{8\pi}. \quad (2.32)$$

2.1.5 Niveles sonoros y ponderación

El sonido se define como una variación de la presión atmosférica dentro de los límites de amplitud y frecuencia a los cuales el oído humano responde. Esta variación resulta en valores negativos y positivos de la presión, siendo necesario utilizar el valor cuadrático medio de la presión sonora p_{rms}^2 , a fin de poder mensurar lo que el oído humano realmente percibe. Debido al amplio rango de este último, resulta conveniente utilizar una escala logarítmica para expresar la presión sonora así como otras cantidades acústicas. De esta manera, se define el nivel de presión sonora L_p como

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{p_{\text{rms}}^2}{p_{\text{ref}}^2} \right) = 20 \log_{10} \left(\frac{p_{\text{rms}}}{p_{\text{ref}}} \right), \quad (2.33)$$

donde $p_{\text{ref}} = 20 \times 10^{-6}$ Pa es la presión de referencia y se corresponde con el umbral de audición, es decir, con la presión sonora mínima que el oído puede detectar en la frecuencia de 1000 Hz. Operando de la misma manera, es posible representar la potencia sonora en escala logarítmica. Dicho nivel se expresa

$$L_w = 10 \log_{10} \left(\frac{W_s}{W_{\text{ref}}} \right), \quad (2.34)$$

donde $W_{\text{ref}} = 10^{-12}$ W. La unidad para expresar los niveles sonoros es el decibel dB.

Es posible relacionar de manera general, el nivel de presión sonora con el nivel de potencia mediante el nivel de propagación sonora SP (*Sound Propagation Level*), a partir de

la siguiente expresión

$$SP(\mathbf{r}) = L_p(\mathbf{r}) - L_w. \quad (2.35)$$

En el caso de recintos, este nivel describe como las características geométricas y acústicas afectan la variación del campo sonoro, independientemente del nivel de potencia sonora de la fuente considerara. Este parámetro se utiliza en esta tesis como variable de entrenamiento para construir los metamodelos acústicos, basados en la técnica de redes neuronales artificiales. Dicho enfoque se presenta en el Capítulo IV.

Por otro lado, la sensibilidad de oído humano varía significativamente con la frecuencia para un mismo nivel sonoro. En particular, la respuesta del oído es más sensible a bajas frecuencias que a medias o altas frecuencias. Entonces, es posible utilizar una curva de ponderación de frecuencias que contempla, en cierta medida, la respuesta del oído en el rango de frecuencias de interés (Vér y Beranek, 2006). La curva de ponderación A es la más establecida y aceptada internacionalmente en las diversas legislaciones referentes a la evaluación del ruido en general. El nivel sonoro intercalado con esta curva, se denomina nivel sonoro con ponderación A (L_{pA}) y se expresa en dBA. En particular, el nivel L_{pA} se correlaciona adecuadamente con el daño auditivo experimentado por las personas expuestas a ruidos intensos durante períodos largos de tiempo, como generalmente ocurre en los ambientes industriales (Miyara, 1999).

Debido al amplio rango de frecuencias audibles (20 Hz a 20000 Hz), el nivel de presión sonora se puede representar en bandas de octava o bandas de tercio de octava, en las cuales el valor del nivel de presión es promediado sobre un rango de frecuencias determinado. Este rango se incrementa a medida que se consideran frecuencias mayores. En sonidos de baja frecuencia, la resolución de las bandas de tercio de octava puede brindar mayor información dado que el rango de frecuencias es menor. Sin embargo, en algunos casos dicha información puede resultar insuficiente, como por ejemplo, en presencia de componentes tonales.

2.1.6 Reflexión y transmisión sonora

Cuando una onda sonora que se propaga alcanza una superficie dada, experimenta una serie de fenómenos relacionados con las propiedades acústicas de los materiales que conforman dicha superficie. Al considerar una superficie rígida (caso ideal), la onda sonora se refleja totalmente ya que dicha superficie no se mueve y no absorbe energía de la onda.

Las superficies reales no son nunca completamente rígidas, por lo que parte de la energía de las ondas incidentes se podrá reflejar y otra parte se podrá absorber y/o transmitir. La Figura 2.1 muestra una superficie en $x = 0$ (por ejemplo, una pared) que divide dos medios (I y II), caracterizados por un valor de impedancia Z_1 y Z_2 , respectivamente.

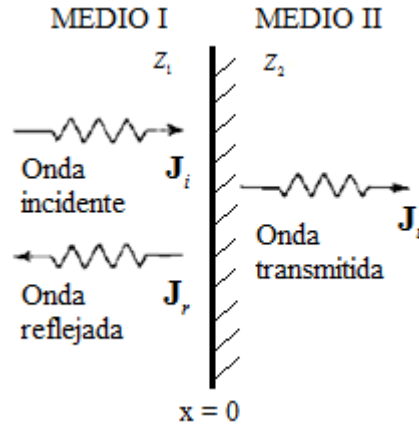


Figura 2.1. Transmisión y reflexión de una onda sonora (adaptado de Gerges y Arenas, 2004).

Debido al principio de la conservación de la energía, la energía de la onda incidente es igual a la energía de la onda transmitida más la energía reflejada en la superficie que limita ambos medios. Expresando esto en términos de la intensidad sonora y obviando la absorción resulta (Gerges y Arenas, 2004)

$$(J_i = J_r + J_t)_{x=0}. \quad (2.36)$$

Asumiendo una onda plana progresiva que incide de manera normal a la superficie y considerando que a ambos lados de la superficie las presiones sonoras, así como las velocidades de la partícula normales a la superficie, deben ser iguales, es posible definir el *coeficiente de reflexión sonora* \mathcal{R} , como el cociente entre la intensidad de la onda reflejada J_r y la incidente J_i entre los medios I y II

$$\mathcal{R} = \frac{J_r}{J_i} = \left(\frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} \right)^2. \quad (2.37)$$

Operando de manera similar, el *coeficiente de transmisión sonora* τ se define como el cociente entre la intensidad de la onda transmitida J_t y la incidente J_i y se expresa

$$\tau = \frac{J_t}{J_i} = \frac{4Z_1Z_2}{(Z_1 + Z_2)^2}. \quad (2.38)$$

Desde el punto de vista práctico, las características de los materiales o dispositivos para el aislamiento acústico (cerramientos, tabiques divisorios, barreras, etc.) se establecen mediante el parámetro *pérdida de transmisión sonora* PT . Este índice, expresado en dB, relaciona la energía sonora transmitida con la energía incidente en una superficie dada y se define matemáticamente de la siguiente manera

$$PT = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau}. \quad (2.39)$$

Los valores altos de pérdida de transmisión tienen como significado físico una baja transmisión de energía acústica y viceversa. Este parámetro se utiliza en esta tesis para caracterizar el aislamiento sonoro de los encapsulamientos adoptados como posibles tratamientos en el enfoque de diseño óptimo.

2.1.7 Difracción sonora

En presencia de un obstáculo, las ondas sonoras se propagan alrededor del mismo, dando lugar a la *difracción* del sonido. Este fenómeno es puramente ondulatorio y se caracteriza por la dispersión de las ondas sonoras en las superficies del objeto. La difracción ocurre también en los bordes de superficies como barreras finitas, aberturas o en superficies con diferentes impedancias (Vorländer, 2008).

La energía sonora de la onda generada por difracción es despreciable, si el objeto es pequeño en comparación con la longitud de onda (en este caso, la onda incidente se mantiene inalterada). Si el objeto es grande respecto de la longitud de onda, se forma una región de sombra detrás del objeto y solo una parte de la energía se transmite por el fenómeno de difracción, mientras que el resto es reflejado. En general, a medida que la longitud de onda es menor, la dispersión se vuelve más direccional. Este fenómeno reviste gran importancia en aquellas situaciones donde el tamaño de los diferentes objetos y superficies finitas presentan el mismo orden de magnitud que el de la longitud de onda.

2.1.8 Absorción sonora

Existen básicamente dos formas de reducción de la energía sonora en recintos. Éstas están relacionadas con la absorción producida por el aire y con las propiedades de los materiales que conforman las superficies interiores.

En el aire suceden dos tipos de fenómenos que conducen a la absorción de energía: la atenuación clásica, que incluye el rozamiento viscoso y la conducción del calor en el aire, y la atenuación molecular, que involucra el intercambio de energía vibracional, rotacional y traslacional de las moléculas (Miyara, 1999). En el contexto de la acústica de recintos, los diferentes mecanismos de absorción en el aire se combinan en un único coeficiente denominado coeficiente de atenuación atmosférica m . Luego, la reducción de la energía sonora para el caso de una onda plana se expresa como

$$J(r) = \mathbf{J}_0 \cdot \mathbf{n} e^{-mr}, \quad (2.40)$$

donde \mathbf{J}_0 es la intensidad sonora en un punto cualquiera y r es la distancia recorrida (en la dirección de propagación de la onda). La Norma ISO 9613-1 (1993) establece un procedimiento de cálculo que permite obtener los valores de m en función de la frecuencia y de la humedad relativa. La absorción producida por el aire es solamente significativa en recintos de grandes dimensiones, a frecuencias relativamente altas (≥ 2000 Hz) y con porcentajes bajos de humedad relativa (del orden de un 10 a un 30%).

Por otro lado, las características absorbentes de los materiales que conforman las superficies interiores de un recinto pueden ser obtenidas a partir de la impedancia acústica específica Z . Generalmente, en estos casos, la presión sonora no está en fase con la velocidad de la partícula, por lo que Z es un número complejo, dada por

$$Z(\omega) = Z_R(\omega) + jZ_I(\omega), \quad (2.41)$$

donde Z_R es la parte real (resistencia acústica) y Z_I la parte imaginaria (reactancia acústica). Este parámetro depende del tipo de material utilizado y de cómo éste ha sido tratado y ubicado sobre la superficie.

En la práctica, la absorción de los materiales se caracteriza por medio del factor de transmisión, es decir, se considera que el sonido no reflejado es absorbido. Por lo tanto, el coeficiente de absorción sonora α se define como la cantidad de energía incidente que se pierde durante la reflexión y se expresa a partir de las ecuaciones (2.38) y (2.41) como

$$\alpha(\omega) = \frac{4Z_R(\omega)Z_0}{(Z_R(\omega) + Z_0)^2 + Z_I(\omega)^2}. \quad (2.42)$$

En la derivación de la ecuación (2.42) se asume que la superficie posee una impedancia específica normal que es independiente del ángulo de incidencia de la onda plana. Entonces, la componente normal de la velocidad de la partícula en la superficie, dependerá

únicamente de la presión sonora enfrente de un elemento de la superficie y no de los elementos adyacentes. Las superficies con esta propiedad se refieren como “localmente reactivas” (Kuttruff, 2000).

Es importante señalar que el coeficiente de absorción sólo permite conocer los cambios energéticos que se producen en una reflexión, mientras que la impedancia acústica específica brinda información de los cambios de magnitud y fase. En tal sentido, el coeficiente de absorción se utiliza para caracterizar las propiedades de los materiales en alta frecuencia, mientras que la impedancia permite caracterizarlos en baja frecuencia donde la información de la fase es importante.

2.1.9 Frecuencias naturales y densidad modal en recintos

Un recinto puede considerarse como un sistema vibratorio caracterizado por la existencia de modos normales de vibración del aire encerrado en el mismo. Cada modo normal está asociado a una frecuencia natural y está caracterizado por un nivel de presión sonora que varía en función del punto considerado. Los modos normales se deben a la aparición de ondas estacionarias originadas por la superposición de ondas incidentes y reflejadas con diferentes relaciones de fases. Las ondas estacionarias son ondas no progresivas que luego de trasladarse dentro del recinto vuelven a su posición inicial. La energía transportada no se propaga fuera del camino de estas ondas. Este fenómeno genera una distribución heterogénea de la presión sonora sobre las trayectorias de las ondas estacionarias, caracterizada por puntos de mínima y máxima presión sonora.

Al excitar un recinto con una fuente de frecuencias iguales a las frecuencias naturales, se producirá una gran acumulación de energía sonora, originándose el fenómeno de resonancia. Este fenómeno se debe a la excitación de los modos normales del recinto que generan ondas estacionarias en diferentes direcciones y frecuencias. En tal sentido, el conocimiento de las frecuencias naturales es esencial para entender las propiedades acústicas, ya que el recinto actúa como un resonador¹ y responde fuertemente a aquellos sonidos compuestos por frecuencias iguales o cercanas a las frecuencias naturales. Los valores de estas últimas (también llamadas frecuencias de resonancia) asociadas a los diferentes modos normales dependen de la geometría y de las dimensiones del recinto y, en general, su determinación resulta muy compleja. En tal sentido, las frecuencias

¹ Un resonador es cualquier sistema que sea capaz de oscilar a determinadas frecuencias, con una amplitud más grande que a otras.

características y los modos asociados pueden determinarse analíticamente solo para algunas pocas configuraciones simples, como recintos rectangulares, cilíndricos o esféricos.

Para el caso particular de un recinto de forma rectangular, de dimensiones l_x , l_y y l_z , con superficies límites rígidas, es posible obtener los modos normales, a partir de la resolución analítica de la ecuación de Helmholtz (2.9), en ausencia de la fuente sonora, asociada a la condición de borde particular. Esta última, especifica que la componente normal de la velocidad de la partícula es cero en cada superficie (2.20). Luego, las frecuencias de resonancia asociadas a cada modo normal se determinan mediante la siguiente expresión

$$f_n = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2}, \quad (2.43)$$

donde cada modo n posee tres componentes (n_x , n_y y n_z) siendo sus valores números enteros positivos. Los modos dentro del recinto son de tres tipos: modos axiales, donde dos de los números n son ceros y la onda estacionaria se mueve paralelamente a uno de los eje; modos tangenciales, donde uno de los números n es cero y la onda estacionaria se mueve paralelamente a un plano y ondas oblicuas, donde ninguno de los números n es cero y la onda estacionaria se mueve en las tres direcciones (x , y , z).

A medida que la frecuencia aumenta, los modos normales se vuelven más numerosos. Para determinar el número de modos normales que hay dentro de una banda de frecuencias, con frecuencia central f , se calcula la densidad de modos a partir de la siguiente expresión (Kuttruff, 2000)

$$\frac{dN_f}{df} = \frac{4\pi V}{c^3} f^2 + \frac{\pi S}{2c^2} f + \frac{L}{8c}, \quad (2.44)$$

donde N_f es el número de modos, V es el volumen, S la superficie y L el perímetro del recinto. A partir de la ecuación (2.44) se deduce que el número de modos es proporcional al volumen del recinto y al cuadrado de la frecuencia central de la banda. En tal sentido, la distribución más aleatoria del campo sonoro se puede obtener para frecuencias altas, en salas grandes y en bandas anchas. En estos casos, el efecto modal será apenas apreciable.

2.2 Simulación acústica de recintos para baja frecuencia

La obtención de soluciones analíticas de la ecuación de Helmholtz solo es posible en aquellos casos donde el recinto presenta una geometría simple y condiciones acústicas

interiores bien definidas. Por lo general, las geometrías reales pueden ser muy difíciles o imposibles de describir analíticamente y/o las condiciones de borde pueden presentar características complicadas. En estos casos es necesario recurrir a métodos numéricos. En el análisis acústico basado en el modelo de ondas, se emplean básicamente tres métodos: el Método de Diferencias Finitas MDF, el Método de los Elementos Finitos MEF y el Método de los Elementos de Contorno MEC. Estos métodos permiten obtener una solución aproximada de la ecuación de onda discretizando el espacio y/o el tiempo para resolver las ecuaciones diferenciales involucradas.

El Método de Diferencias Finitas MDF consiste en aproximar la ecuación diferencial que describe el problema por un número finito de ecuaciones algebraicas. Para ello, el dominio del problema se discretiza de manera tal que los valores desconocidos de la variable dependiente son considerados en un número limitado de puntos nodales. Este proceso de discretización se realiza mediante la aproximación de los operadores diferenciales por operadores en diferencias finitas, generando una expresión algebraica. El conjunto de ecuaciones resultante constituye un sistema de ecuaciones lineales, el cual se puede resolver numéricamente obteniendo una solución aproximada del problema original (Strikwerda, 2007). Normalmente, la aproximación de una ecuación diferencial mediante diferencias finitas no es única, siendo necesario analizar diversos factores, tales como el grado de complejidad del problema algebraico resultante y la exactitud de la solución, a fin de seleccionar uno u otro tipo de aproximación. Una desventaja de este método radica en que no es fácil de adaptar a dominios de formas irregulares.

El concepto fundamental del Método de los Elementos Finitos MEF radica en que cualquier magnitud continua asociada a un fenómeno físico en un dominio continuo, puede ser aproximada con un modelo discreto compuesto por una serie de funciones continuas segmentadas simples, definidas en un número finito de subdominios, denominados “elementos”. El comportamiento de dichos elementos se especifica mediante un número finito de los valores de la magnitud continua para ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Los valores en estos nodos permiten definir una función de interpolación (lineal o no lineal) que aproxima la función continua en cada elemento (Zienkiewicz, 1982). Los valores de la función en los nodos constituyen las variables independientes del modelo discreto a ser determinadas y se las denomina “grados de libertad” de cada nodo del modelo. La partición del dominio y el conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia constituyen la “malla” sobre la que se

materializan las incógnitas fundamentales del problema. La principal ventaja del MEF reside en su flexibilidad para considerar geometrías complejas y en su adaptabilidad, ya que es posible considerar diferentes resoluciones en distintas regiones del dominio.

El Método de los Elementos de Contorno MEC, es similar al MEF, excepto que se discretiza solamente el contorno (frontera) del dominio a partir de elementos de superficie. Básicamente, el concepto de la formulación radica en expresar el fenómeno físico dentro del medio (la propagación de las ondas sonoras) mediante las magnitudes físicas (presión acústica, velocidad acústica) definidas en sus límites. El método resuelve una ecuación integral en la frontera dada las condiciones de borde. A partir de la solución obtenida es posible calcular numéricamente la solución en cualquier punto en el interior del dominio (Brebbia *et al.*, 1984). Aunque la formulación permite reducir considerablemente el número de grados de libertad, en comparación con una discretización determinada con el MEF, las matrices utilizadas por el MEC son más densas, lo que conlleva a un costo computacional mayor.

2.3 Teorías acústicas para alta frecuencia

Los fenómenos físicos envueltos en la propagación del sonido dentro de recintos reales son numerosos y complejos. Esto origina que existan un gran número de parámetros que deben ser considerados, para describir correctamente la distribución sonora en estos ambientes. Otra dificultad asociada se debe a que el rango de frecuencias potencialmente relevantes es extremadamente grande. Las diferencias de tamaño de las longitudes de onda relativas a las dimensiones de los recintos hacen que no exista una única técnica apropiada para predecir completamente el rango de frecuencias audibles.

Como se comentó previamente, a medida que la frecuencia va aumentando, la densidad modal dentro de un recinto se vuelve cada vez más alta, posibilitando desprestigiar la influencia de modos simples. En tal sentido, en el rango de media y alta frecuencia, es posible modelar adecuadamente el comportamiento acústico en recintos mediante teorías que dependen de distintas aproximaciones adoptadas para describir la propagación sonora. Estos enfoques son: la teoría estadística y la teoría geométrica. Asimismo, es posible considerar metodologías alternativas basadas en otras teorías energéticas. A continuación se describen brevemente cada una de ellas, exponiendo en cada caso la técnica de simulación acústica asociada.

2.3.1 Teoría estadística: Campo sonoro difuso y tiempo de reverberación

Cuando un campo sonoro dentro de un recinto está caracterizado por una alta densidad de reflexión, es posible despreciar las relaciones de fases y los efectos de interferencia entre reflexiones individuales asumiendo que las ondas están distribuidas aleatoriamente. Esto posibilita describir el comportamiento acústico desde el punto de vista estadístico, a partir del balance energético. En tal sentido, se puede utilizar el enfoque de campo sonoro *difuso* bajo la suposición de que la densidad de energía es la misma en todas partes y las ondas sonoras se propagan en todas direcciones con la misma probabilidad e intensidad. De acuerdo a esto, la distribución de energía sonora es homogénea e isotrópica en cualquier lugar e instante de tiempo dentro del recinto.

Es necesario aclarar que en el contexto de acústica de recintos, el término *difusión* caracteriza dos conceptos diferentes. Por una parte, es una propiedad del campo sonoro que describe la isotropía de la uniformidad de dirección de la propagación sonora. Por otro lado, representa la capacidad de una superficie de dispersar el sonido incidente en múltiples direcciones. Si bien el campo sonoro difuso puede ser consecuencia de las reflexiones difusas en las superficies límites de un recinto, se deben diferenciar ambos fenómenos. Asimismo, las múltiples reflexiones que originan el campo sonoro difuso traen aparejado el fenómeno de reverberación. La reverberación consiste en una ligera permanencia del sonido una vez que la fuente sonora se detiene.

La teoría clásica para estudiar la acústica de recintos con campos sonoros difusos fue desarrollada por Sabine, a partir de mediciones realizadas en recintos reales y con aportes de fundamentos teóricos basados en teorías estadísticas generales (Sabine, 1922). El modelo de campo difuso fue determinado inicialmente en forma empírica y posteriormente, justificado como caso límite de la teoría de la acústica ondulatoria (Morse y Ingard, 1968).

A partir de la teoría estadística, se define el *camino libre medio* como el promedio de las distancias que una onda sonora recorre entre reflexiones sobre las superficies límites del recinto (Kosten, 1960) y se puede calcular con la siguiente expresión

$$\lambda = \frac{4V}{S}. \quad (2.45)$$

En recintos difusos y utilizando la teoría estadística, es posible obtener la presión sonora cuadrática media, en un punto cualquiera, a la distancia r de una fuente sonora puntual, como la suma de la contribución dada por el campo directo y el campo reverberante

estacionario mediante

$$p_{rms}^2(\mathbf{r}) = W_s \rho_0 c \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right), \quad (2.46)$$

donde V y S son el volumen y la superficie total del recinto, respectivamente, y $R = S\bar{\alpha} + 4mV$ representa la absorción total equivalente dentro del recinto. El término $4mV$ contempla la absorción del aire, siendo m el coeficiente de atenuación atmosférica, y $\bar{\alpha}$ es el coeficiente de absorción promedio en sabins. Este último, contempla la absorción de las superficies límites del recinto y se calcula a partir de los valores individuales de absorción α_i de cada superficie S_i , mediante la siguiente expresión

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^{N_s} S_i \alpha_i, \quad (2.47)$$

siendo N_s el número total de superficies consideradas.

A partir de la ecuación (2.46), es posible obtener el nivel de presión sonora de la siguiente manera

$$L_p = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right). \quad (2.48)$$

El primer término del paréntesis de la ecuación (2.48) corresponde al sonido directo, mientras que el segundo al reverberante. Este último depende únicamente del tamaño del recinto y de la cantidad de absorción dentro del mismo, independientemente de como esté distribuida la absorción en las superficies. A distancias mayores que cierto valor de r , el sonido reverberante será predominante. Luego, es posible definir el *radio del recinto* o *radio reverberante*, como la distancia desde la fuente sonora donde el sonido directo se iguala al sonido reflejado. Este parámetro se define como

$$r_c = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{R}{\pi}} = 0.1 \sqrt{\frac{V}{\pi TR}}. \quad (2.49)$$

La ecuación precedente indica que en cualquier punto donde la fuente sonora está ubicada, existirá una superficie esférica con radio r_c constante.

La frecuencia límite o frecuencia de corte por encima de la cual la teoría de campo difuso comienza a ser válida es (Kuttruff, 2000)

$$f_c = 2000 \sqrt{\frac{TR}{V}}, \quad (2.50)$$

donde f_c se denomina frecuencia de Schroeder. Por debajo de ésta, los modos del recinto están suficientemente espaciados y pueden ser diferenciados.

El término TR corresponde al tiempo de reverberación, definido según Sabine (Sabine, 1922) como el tiempo correspondiente al decaimiento del nivel sonoro en 60 dB

$$TR = 0.161 \frac{V}{R}. \quad (2.51)$$

El tiempo de reverberación es un parámetro que depende de las características acústicas del ambiente y es un indicador muy importante para evaluar la calidad acústica de recintos, como se verá más adelante.

La ecuación (2.51) fue deducida a partir de la teoría de campo difuso y no es aplicable cuando el coeficiente de absorción promedio es elevado ($\bar{\alpha} > 0.2$) (Hodgson, 1996a). En consecuencia, Eyring (1930) propuso una aproximación para aquellos ambientes que poseen alta absorción, analizando el crecimiento de la energía sonora en un recinto considerando múltiples reflexiones en las paredes. El tiempo de reverberación resulta entonces

$$TR = 0.161 \frac{V}{-S \ln(1 - \bar{\alpha}) + 4mV}. \quad (2.52)$$

Por su simpleza y su relativa precisión el modelo de campo difuso y las formulaciones del TR asociadas se siguen utilizando por los ingenieros acústicos, para simular las características acústicas en espacios interiores (Luzzato y Lecointre, 1986; Hodgson, 1989). Sin embargo, esta teoría es válida para campos sonoros perfectamente difusos. La idealización de campo sonoro difuso presenta una buena aproximación desde el punto de vista práctico, si los recintos son proporcionados y presentan distribuciones de absorción homogéneas. Sin embargo, en la mayoría de los recintos reales esta técnica no es aplicable (Hodgson, 1996a). Además, el modelo no contempla la existencia de objetos dentro del recinto.

En los últimos años, varios investigadores se concentraron en el desarrollo de formulaciones generalizadas que permitan su uso donde la fórmula clásica resulta inapropiada. En tal sentido, se pueden mencionar los modelos analíticos de Kurze (1985) y Janeček (1991), y distintos modelos empíricos como el de Thompson *et al.* (1976), Kuttruff

(1985), Hodgson (1996b), Heerema y Hodgson (1999) y Cotana (2000), entre otros.

En particular, Barron y Lee (1988) desarrollaron un modelo simple que permite predecir el decrecimiento del sonido reflejado en función de la distancia, a partir de comparaciones entre mediciones directas y la teoría tradicional. Este modelo se utiliza como técnica de comparación en el capítulo de resultados numéricos y su formulación se muestra en el Apéndice I.

En un trabajo realizado por Hodgson (1998), se evalúan la eficacia de predicción de algunos de los modelos acústicos simplificados más relevantes, a partir de comparaciones con mediciones realizadas en recintos industriales vacíos con y sin tratamiento acústico en el techo. Por su parte, Keränen y Hongisto (2010) realizaron un estudio similar para determinar la eficacia de distintos modelos estadísticos simplificados, en función del nivel sonoro y del tiempo de reverberación, considerando situaciones industriales más complejas. En general, las principales conclusiones obtenidas señalan que los enfoques empíricos son muy dependientes de la base de datos utilizada y su poder de extrapolación es bajo.

2.3.2 Acústica geométrica

En los métodos basados en la acústica geométrica, el concepto de ondas es sustituido por el de rayos sonoros. Un rayo sonoro es una idealización de una onda plana que ocupa una región finita determinada del espacio. Se define como una pequeña porción de una onda esférica con un ángulo de apertura infinitesimal, que nace desde el centro de la esfera (Kuttruff, 2000). Los métodos geométricos se basan fundamentalmente en la propagación rectilínea de la energía y describen la propagación del sonido. Si varios frentes sonoros inciden en un punto al mismo tiempo, no se tienen en cuenta las relaciones entre sus fases (interferencia de ondas) y simplemente se suman las densidades de energía o intensidades sonoras. Asimismo, no se consideran los efectos de difracción.

La teoría geométrica permite clasificar las reflexiones que se producen en las superficies de un recinto a partir de dos casos extremos, reflexiones *especulares* y *difusas*. Una reflexión especular obedece a la ley de Snell, estableciendo que el ángulo de la onda incidente es igual al de la onda reflejada, con respecto a la normal a la superficie que la originó. Su aplicabilidad se restringe a superficies completamente planas y uniformes donde la longitud de la onda es pequeña con respecto al tamaño de las mismas y grande en relación a sus irregularidades.

En el caso opuesto, si las irregularidades de la superficie son grandes en comparación

con la longitud de onda, se genera una reflexión difusa caracterizada por una dispersión de la energía en todas direcciones (Lam, 1996). Una reflexión difusa ideal dispersa la energía sonora de acuerdo a la ley del coseno de Lambert (Vorländer, 2008). Al considerar superficies reales, parte de la energía incidente se refleja de manera especular y la otra parte de manera difusa generando una reflexión mixta. Este efecto se puede observar en la Figura 2.2.

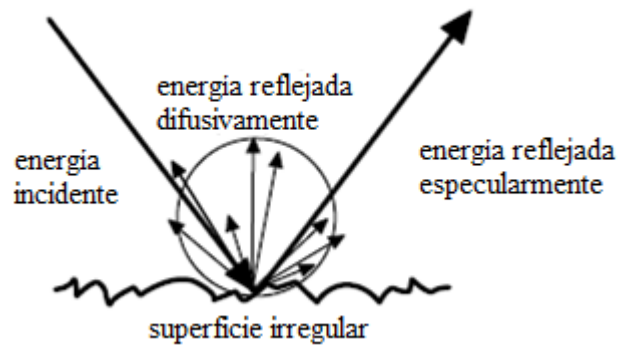


Figura 2.2. Energía sonora reflejada en una superficie irregular (adaptado de Vorländer y Mommertz, 2000).

Los enfoques para estudiar la dispersión sonora se pueden dividir en deterministas o probabilísticos. Los métodos deterministas calculan el campo disperso de manera analítica. Sin embargo, esto restringe su aplicación a aquellos casos que contemplen geometrías simples como bordes rectos, esferas o cilindros, donde las condiciones de borde se pueden representar fácilmente (Morse y Feshbach, 1953). En situaciones donde existan varios objetos dispersores, el enfoque probabilístico es más práctico. En este caso, es posible considerar un arreglo de objetos dispersores y modelarlos en función de una dispersión aleatoria. En consecuencia, los obstáculos se simulan como puntos (sin dimensión) que dispersan el sonido de manera omnidireccional y sus ubicaciones se describen por medio del camino libre medio λ (2.45) o mediante la *densidad de dispersión*, que se define como la inversa de λ (Li y Hodgson, 1998). El enfoque probabilístico permite simular adecuadamente y con mayor facilidad la dispersión de distintos objetos con cualquier forma geométrica, en el campo de media y alta frecuencia. Sin embargo, para objetos de gran tamaño, este método presenta errores en las regiones cercanas a los bordes del objeto.

Los métodos geométricos reflejan solo un aspecto parcial del fenómeno acústico dentro de un recinto. Sin embargo, son de gran importancia desde el punto de vista de las aplicaciones prácticas (Kuttruff, 2000) y presentan generalmente un alto nivel de eficacia para predecir diferentes parámetros acústicos. Asimismo, permiten simular adecuadamente

la distribución espacial y temporal de las reflexiones, de tal manera que son muy utilizados para auralización (Vorländer, 2008).

Los algoritmos más importantes basados en la acústica geométrica son: el método de fuente-imagen y el método de trazado de rayos.

El método de fuente-imagen ISM (*Imagen Source Method*) es uno de los modelos geométricos más comunes. La aplicación de este método en la acústica de recintos fue presentada, originalmente, por Allen y Berkley (1979), para geometrías simples y posteriormente, fue extendida por Borish (1984) para considerar geometrías arbitrarias. Esta técnica sólo es aplicable en recintos con superficies planas y reflexiones especulares, donde en cada reflexión la energía del rayo sonoro incidente es, en parte, absorbida por la impedancia de la pared y, en parte, reflejada con el mismo ángulo de incidencia. El concepto está basado en que una fuente sonora situada frente a una superficie, genera una onda reflejada cuya dirección e intensidad son idénticas a la de la onda sonora directa de una fuente virtual situada al otro lado de la superficie, irradiando al mismo tiempo que la original. Este proceso se repite para cada una de las fuentes virtuales obtenidas, dando lugar a las fuentes imágenes responsables de las reflexiones de mayor orden. De esta manera, el método asegura encontrar todas las trayectorias de las reflexiones especulares hasta el orden de reflexión establecido, brindando una gran robustez. Su principal desventaja radica en que el tiempo de cómputo requerido crece exponencialmente con el número de reflexiones (Stephenson, 1990).

Como aplicación de esta técnica en recintos industriales, se pueden mencionar los modelos analíticos de Jovicic (1979), Lindqvist (1982), Hodgson (1988), Dance y Shield (1997) y Dance (2002). En este último trabajo, se realizaron comparaciones entre el modelo geométrico de fuente-imagen propuesto y dos modelos empíricos, en seis configuraciones de recintos industriales, concluyendo que la precisión y consistencia en las predicciones es directamente proporcional a la cantidad de información utilizada por los modelos.

El método de trazado de rayos RTM (*Ray Tracing Method*) es una técnica concebida a partir de las leyes de la óptica geométrica y su primer aplicación en la acústica de recintos fue realizada por Krokstad *et al.* (1968). El concepto de esta técnica radica en que la potencia sonora de la fuente se describe mediante un número finitos de rayos, que transportan energía y se propagan en el espacio a la velocidad de sonido, hasta alcanzar al receptor. Cada vez que estos rayos interceptan una pared u obstáculo, se reflejan desviándose hacia una nueva dirección. La energía transportada disminuye en función de la

absorción del aire y del coeficiente de absorción de las superficies interiores. Esta energía consta de una parte debida al sonido directo (la cual llega al receptor en primer lugar) y todas las sucesivas reflexiones, las cuales llegan desde múltiples direcciones y con diferentes intensidades. Debido a que la probabilidad de que un rayo intercepte un punto es cero, los receptores deben ser superficies o volúmenes finitos. Generalmente, éstos son modelados como objetos volumétricos siendo la esfera la geometría más utilizada, dado que presenta un patrón de sensibilidad omnidireccional y es fácil de implementar. La forma y volumen adoptados pueden producir alteraciones en los resultados.

El RTM utiliza la técnica de simulación de Monte Carlo para muestrear las posibles trayectorias de los rayos sonoros desde la fuente al receptor (Allred y Newhouse, 1958). Esto implica que el método es estadístico y los resultados obtenidos están sujetos a un cierto error, es decir, no garantiza que todas las trayectorias sean encontradas.

Los primeros algoritmos basados en el RTM consideraban solo reflexiones especulares. Sin embargo, en los últimos años se han implementado diferentes mejoras como la inclusión de reflexiones difusivas en las superficies y los efectos de difracción de borde (Svensson *et al.*, 1999). El enfoque típico para modelar las reflexiones difusas se basa en asignar un coeficiente de dispersión de incidencia aleatoria en cada superficie que gobierna la dirección de los rayos reflejados, de manera no especular con una distribución de energía espacial que sigue la ley de Lambert (Vorländer y Mommertz, 2000; Cox *et al.*, 2006).

En los últimos años, se han desarrollado una gran cantidad de métodos alternativos basados en el RTM, como el método de trazado de partículas (Stephenson, 1990) y la técnica de trazado de haces (Funkhouser *et al.*, 2004). En esta última, se agrupan diversos modelos con la característica común de que cada rayo tiene asociado un haz de base divergente, representando un número infinito de potenciales trayectorias sonoras que emanan desde la fuente. Por ejemplo, éstos pueden ser de forma de cono circular (Maercke y Martin, 1993) o piramidal (Farina, 1995). La distinción básica entre estos modelos radica en la forma en que las trayectorias de las reflexiones son calculadas. En términos generales, están diseñados para cumplir el objetivo de acelerar el cálculo, a costa de alguna falta de precisión en los resultados.

Distintas aplicaciones del RTM en recintos industriales pueden encontrarse en la literatura (Hodgson, 1989, 1990, 1997; Keranek *et al.*, 2003 y Keränen y Hongisto, 2010). Un método interesante es el propuesto por Ondet y Barbry (1989) donde es posible simular la densidad de los objetos distribuidos en el interior de un recinto, a partir de considerar que

la propagación sonora viene dada por una distribución de trayectorias generada según un proceso de Poisson. Las reflexiones se consideran especulares en las superficies del recinto y difusas en los elementos interiores.

Existen también modelos híbridos que combinan las principales ventajas de los métodos de fuente-imagen y trazado de rayos, permitiendo simular la acústica de recintos con mayor eficiencia contemplando reflexiones tanto difusas como especulares. Una práctica común en estos enfoques es considerar las primeras reflexiones con el método de fuente-imagen, mientras que las reflexiones últimas se simulan con el método trazado de rayos. De esta manera, se evita el elevado costo computacional originado por la utilización de una gran cantidad de fuentes virtuales (Vorländer, 1989; Dalenbäck *et al.*, 1992).

2.3.3 Programas computacionales

Muchos de los modelos híbridos para simular la propagación sonora en recintos han sido implementados en diversos programas comerciales. En esta tesis se utilizan algunos de estos programas, a los efectos de: generar la base de datos para construir los metamodelos basados en la técnica de RNAs y para validar el enfoque bidimensional de difusión acústica.

En el primer caso, se utiliza el programa Soundplan[®]. Este programa computacional fue concebido para el estudio del ruido ambiental, industrial y de la contaminación atmosférica. Presenta un módulo referente al ruido en recintos industriales, cuyo modelo acústico está basado en los trabajos de Jovicic (1979) y Kuttruff (1985) y estandarizado en la norma alemana VDI 3760 (1996). Dicho algoritmo contempla la propagación sonora en el plano (x, y) mediante la técnica de trazado de rayos, mientras que en la dimensión vertical (z) considera un modelo de fuente-imagen. El algoritmo permite simular la acústica en recintos de plantas arbitrarias con las superficies superiores e inferiores planas y paralelas. Además, considera únicamente reflexiones especulares. Un aspecto interesante es que el modelo contempla la dispersión sonora, originada por los obstáculos dentro del recinto, de manera estadística a partir del parámetro densidad de dispersión ϑ_{fit} (Li y Hodgson, 1998) definido como

$$\vartheta_{fit} = \frac{S_{fit}}{4V}, \quad (2.53)$$

donde S_{fit} es la superficie total de todos los objetos interiores, con dimensiones mayores que la longitud de onda de interés y V es el volumen del recinto.

La densidad de energía sonora total w , en un punto receptor ubicado a una distancia r de la fuente, se asume dada por la contribución de la densidad de energía sonora directa w_d y la dispersada por los objetos w_s . La primera es la suma de la energía directa de la fuente original y de las fuentes imágenes de las superficies del recinto (sonido reflejado). La segunda corresponde a la contribución de la energía sonora producida por las reflexiones con los objetos dispersores. De esta manera

$$w_d(r) = \frac{W_s}{4\pi cr^2} e^{-(\vartheta_{fit}+m)r}, \quad (2.54)$$

$$w_s(r) = \frac{3\vartheta_{fit} W_s}{4\pi cr} e^{(-r(3\vartheta_{fit}a)^{0.5})}, \quad (2.55)$$

siendo W_s la potencia sonora de la fuente, c la velocidad del sonido, m el factor de atenuación atmosférica y a es un término de atenuación que contempla la absorción de los objetos dispersores y de las superficies del piso y techo. Finalmente, la densidad de energía total w , queda establecida como la suma de la componente directa y la dispersada, para cada trayectoria posible de propagación (i, j, k) , a partir de la siguiente expresión

$$w(r) = \sum_{i=-\infty}^{+\infty} \sum_{j=-\infty}^{+\infty} \sum_{k=-\infty}^{+\infty} (1-\alpha_x)^{|i|} (1-\alpha_y)^{|j|} (1-\alpha_z)^{|k|} w_d(r_{i,j,k}) + \sum_{i=-\infty}^{+\infty} \sum_{j=-\infty}^{+\infty} (1-\alpha_x)^{|i|} (1-\alpha_y)^{|j|} w_s(r_{i,j,k}). \quad (2.56)$$

En el segundo término de la expresión (2.56), el coeficiente de reflexión para las superficies que conforman el piso y el techo se omitió, debido a que su efecto es contemplando en el parámetro a .

Otro programa comercial bien conocido y ampliamente utilizado es el CATT-AcousticTM. Básicamente, el algoritmo combina el modelo de trazado de conos con reflexiones especulares, el modelo de trazado de rayos clásico y la técnica de fuente-imagen (Dalenbäck, 1996). Permite calcular el ruido directo, las reflexiones especulares y difusas de primer orden y las reflexiones especulares de segundo orden de manera determinista. Para caracterizar la parte tardía de las reflexiones de una forma más rápida, permite implementar una corrección estadística de la cola reverberante (Summers *et al.*, 2005; Dalenbäck, 2007). Una particularidad de este programa es que puede simular los efectos de difracción en las reflexiones de superficies finitas, ajustando el espectro de reflexiones especulares y la fracción de energía que es dispersada difusivamente. Sin embargo, el algoritmo no calcula la difracción explícitamente, es decir, no contempla la propagación

sonora en las zonas de sombras. En esta tesis se utiliza este programa como herramienta de validación del enfoque bidimensional de difusión.

2.3.4 Otras técnicas alternativas

Un método alternativo para modelar la acústica de recintos es el método de *radiosidad acústica* (Kuttruff, 2000; Nosal *et al.*, 2004). Básicamente, es un modelo de transferencia energética que asume reflexiones completamente difusas en las superficies. El concepto general se basa en dividir la geometría del recinto en pequeños elementos. Luego, los rayos sonoros se propagan entre los elementos establecidos, calculando para cada combinación de elementos la contribución de energía sonora. Para ello, cada elemento se considera una fuente secundaria (reflector difuso) que refleja la energía sonora atenuada a partir del coeficiente de absorción asociado. De esta manera, es posible obtener la forma integral de la ecuación de radiosidad a partir de considerar la contribución de todos los elementos. Le Bot y Bocquillet (2000) realizaron un serie de comparaciones numéricas, en términos del nivel sonoro en estado estacionario, entre el método de radiosidad acústica y un método de trazado de rayos con reflexiones difusas, obteniendo muy buenos resultados. En este trabajo se incluyó además una derivación teórica de la equivalencia entre ambos métodos. Por su parte, Hodgson y Nosal (2006) demostraron que, a partir de comparaciones experimentales, el método de radiosidad permite predecir el campo sonoro en recintos con superficies reflejantes difusivas, con una predicción comparable con otros enfoques energéticos. Una desventaja del método radica en los altos costos computacionales requeridos para resolver la formulación dependiente del tiempo.

Un modelo energético de reciente aparición es la *ecuación de renderizado* (Siltanen *et al.*, 2007). Es una ecuación integral unificada que permite considerar varios de los métodos geométricos como casos especiales de su formulación matemática (fuente-imagen, trazado de rayos, radiosidad). El algoritmo permite modelar reflexiones arbitrarias (tanto difusas como especulares) con una aceptable precisión. Para simular las reflexiones no difusas, se resuelve la ecuación de renderizado por medio del método de transferencia radiativa. La principal limitación del método se debe a los altos tiempos de cómputo requeridos.

Otro enfoque posible es el análisis estadístico de energía SEA (*Statistical Energy Analysis*). Es un método de predicción probabilístico que permite describir el comportamiento dinámico de estructuras complejas y/o sistemas acústicos en media y alta frecuencia (Lyon y DeJong, 1995). Fue desarrollado originalmente para su uso en el diseño

de naves espaciales en la década de 1960 y desde entonces ha sido aplicado a problemas tales como la transmisión sonora en los edificios, la caracterización de materiales multicapa para revestimientos interiores y la modelación del ruido interior en diferentes clases de vehículos, entre otros. Los sistemas acústicos-estructurales analizados con SEA son modelados como una composición de subsistemas, en los que su respuesta dinámica es descrita en términos de los niveles de la energía promedio espacial y de la frecuencia para cada subsistema. Los parámetros del modelo describen la capacidad de los subsistemas para almacenar, disipar y transferir la energía. El método está restringido a sistemas con bajo amortiguamiento y ligero acoplamiento, limitando por tanto la aplicación en análisis acústicos-estructurales. SEA utiliza un tiempo computacional menor que modelos realizados con MEF o MEC, dado que se focaliza en el comportamiento estadístico de los sistemas, en lugar de desarrollar una representación exacta de las características físicas del problema. Una de las principales limitaciones del método SEA es que no provee información de la variación espacial de la energía dentro de los subsistemas. Existen varias técnicas alternativas que permiten corregir esta limitación, como se verá en el siguiente capítulo.

2.4 Simulación acústica de recintos industriales: Consideraciones generales

El enfoque de rediseño óptimo presentado como tema central de esta tesis, requiere la evaluación de una gran cantidad de situaciones para diferentes valores de las variables consideradas. En consecuencia, es muy conveniente utilizar un modelo acústico preciso, en función de la clase de recintos analizados, pero a la vez veloz desde el punto de vista computacional. Asimismo, el rango de frecuencias de interés condiciona notablemente la elección del modelo.

En particular, los recintos industriales presentan una gran variedad de formas y tipos de superficies. Están caracterizados por grandes volúmenes y generalmente su altura es menor en comparación con las dimensiones restantes (largo y ancho). La geometría de estos recintos puede adoptar configuraciones complejas (como por ejemplo, forma de L) y los techos pueden tener diferentes alturas y poseer distintas formas, como simples cubiertas planas, cubiertas inclinadas o estructuras plegadas en forma de sierra. De la misma manera, los materiales que conforman las superficies pueden ser muy heterogéneos. Una particularidad muy importante de los recintos industriales radica en que presentan, en

menor o mayor grado, objetos distribuidos en sus interiores. Estos objetos pueden presentar formas y características variadas y su presencia condiciona notablemente las características acústicas. En particular, la presencia de dichos objetos reduce el tiempo de reverberación, debido al efecto de dispersión sonora, otorgando la ilusión que existe más absorción que la que hay en realidad (Hodgson, 1983). Por otro lado, los recintos industriales están caracterizados por contener múltiples fuentes sonoras con características espectrales diferenciadas y, generalmente, están conectados con otros recintos (salas de oficinas, depósitos) mediante particiones o aberturas.

En muchas ocasiones los campos acústicos existentes en recintos industriales presentan componentes significativas de baja frecuencia. Las características de propagación en este rango son diferentes a las de alta frecuencia, ya que no pueden despreciarse sus características ondulatorias. Consecuentemente, a los efectos de predecir adecuadamente tales características, se propone simular el campo sonoro de baja frecuencia, mediante la ecuación de Helmholtz.

En el rango de media y alta frecuencia, la utilización de modelos simplificados para estimar el campo sonoro, presenta la ventaja de su bajo costo computacional (Keränen y Hongisto, 2010). Sin embargo, el problema con estos modelos reside en que su aplicación está limitada a la tipología y características acústicas de los recintos analizados y su poder de extrapolación a otros escenarios puede no ser adecuada. Como se comentó previamente, los recintos industriales, generalmente, presentan ambientes interiores complejos y diferenciados que hacen difícil la implementación de un único enfoque para todas las distintas configuraciones posibles (Ondet y Sueur, 1995).

Los modelos numéricos basados en los métodos geométricos son versátiles, capaces de representar geometrías complejas y diferentes condiciones acústicas interiores brindando una gran precisión para simular el campo sonoro de media y alta frecuencia (Rindel, 1995; Monks *et al.*, 2000). Sin embargo, los tiempos asociados a la generación del modelo y al cálculo son generalmente muy altos. Esto provoca que la utilización de estas técnicas en el proceso de optimización, donde es necesario evaluar muchas situaciones, sea ineficiente desde el punto de vista práctico. Además, algunas reflexiones pueden no considerarse si la configuración simulada contempla varios espacios acoplados de manera conjunta, resultando en una subestimación de la energía sonora (Lehnert, 1993).

En los últimos años, se desarrolló un enfoque energético denominado modelo de difusión acústica MDA (ver, por ejemplo, el artículo de Picaut *et al.*, 1997), el cual permite

predecir adecuadamente el campo sonoro reverberante en ambientes interiores y, en particular, contempla correctamente las características particulares encontradas en recintos industriales (Billon *et al.*, 2012). Además, este modelo presenta la ventaja que puede ser fácilmente resuelto mediante distintos métodos numéricos, en particular el MEF.

En esta tesis se utiliza una formulación bidimensional del MDA, como enfoque de predicción del campo sonoro para media y alta frecuencia. En tal sentido, en el capítulo siguiente se describen las características principales del MDA y se presenta la formulación matemática del enfoque propuesto.

CAPITULO III

MODELOS DE DIFUSIÓN ACÚSTICA. ECUACIÓN BIDIMENSIONAL DE DIFUSIÓN

Es posible formular la teoría del modelo de difusión MDA para la acústica de recintos, mediante una analogía física entre la propagación del sonido en recintos con superficies reflejantes difusivas y la propagación de partículas de un medio gaseoso en un fluido difusivo. Dicha analogía fue propuesta originalmente por Ollendorff (1969) y luego fue desarrollada por Picaut *et al.* (1997). El fundamento principal se basa en que las múltiples reflexiones en las superficies del recinto generan un campo sonoro reverberante, cuya propagación puede ser descrita como un proceso de difusión, empleando las mismas ecuaciones que gobiernan la propagación de partículas en un medio dispersivo (Joyce, 1974). Además, es posible derivar el concepto de partículas sonoras directamente de la acústica geométrica, a partir de considerar los rayos sonoros como las trayectorias de las partículas de sonido (Joyce, 1975). En tal sentido, el MDA puede establecerse a partir de la teoría de transporte, considerando la solución asintótica del problema (Jing *et al.*, 2010; Jing y Xiang, 2010). Recientemente, Navarro *et al.* (2010) propusieron un modelo teórico basado en la teoría energética de transferencia radiativa, que permite generalizar los algoritmos de predicción basados en los modelos geométricos y englobar en ellos al MDA.

Alternativamente, es posible obtener la formulación diferencial de dicho modelo, a partir de la teoría de flujo energético (Bernhard, 2000), resultando en una representación física más realista, en comparación con la analogía desarrollada por Picaut y colaboradores. Los modelos basados en el flujo de energía son considerados formulaciones diferenciales del modelo SEA, dado que permiten estimar las variaciones espaciales (suavizadas) de un sistema dado y de esta manera simular efectos localizados. En la literatura se pueden encontrar varias líneas de investigación que convergen esencialmente al mismo tipo de formulación basada en el análisis de flujo de energía EFA (*Energy Flow Analysis*) (Bernhard, 2000). Aunque estas metodologías son referenciadas con diferentes nombres, pueden ser agrupadas bajo el calificativo de *enfoques de conductibilidad vibratoria* o *enfoques térmicos*, debido a la similitud entre las ecuaciones diferenciales resultantes y aquéllas correspondientes a los problemas de conductibilidad térmica. En particular, la

derivación del MDA se puede lograr a partir de la teoría general del análisis de flujo de energía, considerando la solución asintótica de la ecuación de onda en un recinto con disipación (Bouthier, 1992; Moens, 2001).

La principal ventaja del MDA, en comparación con el resto de los métodos geométricos de alta frecuencia enunciados en el capítulo anterior, radica en su alta flexibilidad y bajo costo computacional, manteniendo una precisión aceptable desde el punto de vista ingenieril. Sin embargo, en aquellos casos en que es necesario llevar a cabo un gran número de simulaciones para evaluar diferentes escenarios (es decir, en situaciones de diseño óptimo), el uso reiterado del MDA puede aumentar sustancialmente el tiempo de cálculo. En tal sentido, se presenta el desarrollo de un enfoque basado en la bidimensionalización del MDA, denominado Modelo de Difusión Acústica Simplificado MDAS, cuya principal ventaja es la de reducir sustancialmente los tiempos de cómputo empleados. Tal procedimiento de bidimensionalización se realiza a través de una metodología variacional sugerida por Kantorovich (Kantorovich y Krylov, 1964). La formulación y utilización del MDAS en el contexto de rediseño acústico óptimo de recintos, representa un aspecto central de esta tesis.

A partir de lo expuesto, en las siguientes secciones se presentan, en primer lugar, las derivaciones teóricas del modelo de difusión acústica, basadas en la teoría de flujo energético y en la analogía con un proceso difusivo, en conjunto con las principales extensiones propuestas durante los últimos años. Luego se formula el enfoque propuesto del modelo de difusión bidimensional. Finalmente, se discuten algunas observaciones sobre la aplicabilidad de los modelos aludidos, en función de los recintos analizados.

3.1 Formulación matemática: Enfoque basado en el flujo energético

El principio de la conservación de la energía aplicado a un volumen diferencial, representa la base para obtener la ecuación del flujo de energía. Luego, la expresión estacionaria de la energía en un medio homogéneo e isotrópico (cavidad acústica) se puede definir, de una forma análoga a la ecuación de conducción de calor, de la siguiente manera (Bouthier, 1992)

$$\nabla \mathbf{J} + q_{\text{dis}} = q, \quad (3.1)$$

donde \mathbf{J} es el vector intensidad (flujo energético), q es la potencia de entrada (potencia por unidad de volumen), y $q_{\text{dis}} = \omega \eta w$ es la potencia disipada interna, siendo ω la frecuencia

angular de vibración del sistema, w la densidad de energía (energía por unidad de volumen) y η es el factor de disipación. Este último es dependiente de la absorción volumétrica dentro de la cavidad y está relacionado con el tiempo de relajación, definido en la ecuación (2.8), mediante la siguiente relación

$$\eta = \omega\tau_R. \quad (3.2)$$

La solución general de la ecuación de Helmholtz (2.9) para un medio acústico con disipación contemplando ondas planas complejas y expresada en coordenadas cartesianas es

$$p(\mathbf{r}, t) = \hat{P}e^{j(\omega t - \mathbf{k}_c \cdot \mathbf{x})} = \left(\hat{A}_x e^{-jk_x x} + \hat{B}_x e^{jk_x x} \right) \left(\hat{A}_y e^{-jk_y y} + \hat{B}_y e^{jk_y y} \right) \left(\hat{A}_z e^{-jk_z z} + \hat{B}_z e^{jk_z z} \right) e^{j\omega t}, \quad (3.3)$$

donde \hat{A}_x , \hat{B}_x , \hat{A}_y , \hat{B}_y , \hat{A}_z y \hat{B}_z son coeficientes complejos que dependen de las condiciones de borde y \mathbf{k}_c es el número de onda complejo, correspondiente a la amplitud de los números de onda k_x , k_y y k_z . Este último se define como (en ausencia de fuentes)

$$\mathbf{k}_c = \sqrt{k_x^2 + k_y^2 + k_z^2} = \frac{\omega}{c} \frac{1}{\sqrt{1 + j\eta}} = \mathbf{k}_{c1} + j\mathbf{k}_{c2}. \quad (3.4)$$

Dado que el medio acústico presenta en general una disipación baja ($\eta \ll 1$), la parte real y compleja de \mathbf{k}_c se pueden expresar como

$$\mathbf{k}_{c1} \cong \frac{\omega}{c}, \quad \mathbf{k}_{c2} \cong -\frac{\eta\omega}{2c} = -\frac{\eta}{2}\mathbf{k}_{c1}. \quad (3.5)$$

De la misma manera, k_x , k_y y k_z pueden definirse de una manera más explícita

$$k_x \cong k_{x1} \left(1 - j\frac{\eta}{2} \right), \quad k_y \cong k_{y1} \left(1 - j\frac{\eta}{2} \right), \quad k_z \cong k_{z1} \left(1 - j\frac{\eta}{2} \right), \quad (3.6)$$

donde

$$k_{x1}^2 + k_{y1}^2 + k_{z1}^2 \cong \frac{\omega^2}{c^2}. \quad (3.7)$$

La densidad de energía promediada en el tiempo (2.26) se puede expresar como

$$w(\mathbf{r}) = \frac{1}{4} \left[\frac{|p^2(\mathbf{r}, t)|}{\rho_0 c^2} + \rho_0 \left(|u_x(\mathbf{r}, t)|^2 + |u_y(\mathbf{r}, t)|^2 + |u_z(\mathbf{r}, t)|^2 \right) \right], \quad (3.8)$$

donde u_x , u_y y u_z son los componentes del vector de velocidad de la partícula en cada

dirección del sistema cartesiano. Estos componentes se relacionan con la presión sonora mediante la ecuación de Euler (2.3).

Por otro lado, los componentes del vector de intensidad sonora promediados en el tiempo $\mathbf{J}(\mathbf{r})$, se definen como

$$J_x(\mathbf{r}) = \frac{1}{2} \text{Re}\{pu_x^*\}, \quad J_y(\mathbf{r}) = \frac{1}{2} \text{Re}\{pu_y^*\}, \quad J_z(\mathbf{r}) = \frac{1}{2} \text{Re}\{pu_z^*\}, \quad (3.9)$$

donde * denota el conjugado complejo.

Bouthier (1992) demostró que es posible relacionar directamente la densidad de energía y el flujo de energía sonora, a partir de la sustitución de la solución para la presión sonora (3.3) en las expresiones (3.8) y (3.9) y realizando un suavizado espacial sobre los componentes del camino libre medio λ en las respectivas direcciones. Estos componentes se expresan de la siguiente manera

$$\lambda_x = \frac{2\pi}{k_x}, \quad \lambda_y = \frac{2\pi}{k_y}, \quad \lambda_z = \frac{2\pi}{k_z}. \quad (3.10)$$

La operación que permite promediar espacialmente una variable a se define como

$$\bar{a} = \frac{1}{\lambda_x \lambda_y \lambda_z} \int_{x-\lambda_x/2}^{x+\lambda_x/2} \int_{y-\lambda_y/2}^{y+\lambda_y/2} \int_{z-\lambda_z/2}^{z+\lambda_z/2} a \, dx dy dz. \quad (3.11)$$

Al realizar el promedio espacial se desprecia el efecto de interferencia entre las diferentes ondas. Consecuentemente, es posible relacionar la densidad de energía y la intensidad sonora, promediadas en el espacio y en el tiempo, a partir de la siguiente ecuación

$$\bar{\mathbf{J}} = -\hat{D}\nabla\bar{w}, \quad (3.12)$$

donde el término $\hat{D} = \frac{c^2}{\eta\omega}$ representa la constante de conductividad del medio (o constante de difusión), que depende del entorno de propagación y de la naturaleza de la onda.

Luego, substituyendo (3.12) en la ecuación de equilibrio energético (3.1) se obtiene

$$-\hat{D}\nabla^2\bar{w} + \sigma\bar{w} = q. \quad (3.13)$$

Esta es la ecuación diferencial gobernante del flujo de energía que relaciona la potencia externa promediada en el tiempo q , con la densidad de energía ahora promediada en el tiempo y en el espacio \bar{w} en cavidades acústicas. Hay que tener en cuenta que en estos

casos, la disipación de energía se lleva a cabo principalmente en la frontera del volumen. En tal sentido, el término de disipación volumétrica $\sigma = \omega\eta$ desaparece, y la ecuación de difusión energética (3.13) se reduce a la ecuación de Poisson.

En general, el factor de disipación η se determina experimentalmente, lo que origina que, en ciertos casos, la constante de difusión \hat{D} sea difícil de caracterizar. En tal sentido, en la siguiente sección se presenta una formulación que permite definir explícitamente dicha constante.

Las principales hipótesis en la obtención de la ecuación (3.13) son las siguientes:

- La energía cinética y potencial se consideran iguales. Esta aproximación es más acertada en aquellos casos donde la frecuencia es alta.
- La solución es aplicable sólo en el campo lejano. En tal sentido, el método es válido cuando varias longitudes de onda están presentes (alta densidad modal). En estos casos existirá un campo difuso generado por una gran mezcla de fases, debida a las múltiples reflexiones de las ondas sonoras.
- Solo se consideran ondas planas. Esto implica que, dada una fuente puntual, el campo directo consistente de ondas esféricas o cilíndricas no se contempla en la solución y solo el campo reverberante es modelado.
- El factor de disipación se asume mucho menor que la unidad ($\eta \ll 1$). Esto no representa un problema en la mayoría de las aplicaciones prácticas, donde las pérdidas por amortiguamiento interno son bajas. En este caso, la hipótesis de campo difuso se cumplirá más fácilmente.
- Se asumen los principios de superposición energéticos. Es decir, no se contemplan los efectos de interferencia durante la propagación de las ondas.

3.1.1 Interpretación basada en una analogía con un proceso difusivo

La hipótesis fundamental de la analogía propuesta por Picaut *et al.* (1997) radica en que la propagación sonora en recintos se puede modelar como la propagación de las partículas dentro de un medio dispersivo. Para ello, se asume que la densidad de dispersión es grande y la reflexión de energía es dominante frente a la absorción. En tal sentido, las reflexiones en las superficies límites y en los objetos dentro del recinto se suponen difusas. Además, las variaciones de la densidad y del flujo energético se consideran pequeñas.

Inicialmente, el modelo fue validado mediante la aplicación de una solución analítica

unidimensional para recintos largos (Picaut *et al.*, 1999a). Los resultados obtenidos mostraron que el MDA puede considerarse como una extensión de la teoría clásica de campo sonoro difuso, ya que permite predecir la variación espacial de la energía sonora no uniforme en recintos desproporcionados. Luego, el MDA fue implementado numéricamente para simular el campo sonoro tridimensional en recintos con geometrías arbitrarias y condiciones de borde no homogéneas (Valeau *et al.*, 2006). En los últimos años, diversos autores han extendido la formulación del MDA a los efectos de modelar recintos con objetos distribuidos en sus interiores (Valeau *et al.*, 2007), recintos acoplados (Billon *et al.*, 2006; Xiang *et al.*, 2009), atenuación atmosférica (Billon *et al.*, 2008a) y transmisión sonora a través de particiones (Valeau *et al.*, 2006; Billon *et al.*, 2008b), contemplando diferentes grados de absorción en las superficies interiores (Jing y Xiang, 2007; Billon *et al.*, 2008c; Jing y Xiang, 2008). Asimismo, se ha desarrollado una extensión empírica del modelo, a los efectos de considerar reflexiones mixtas (especulares y difusas) en las superficies del recinto (Foy *et al.*, 2009). Los resultados correspondientes, expresados en términos del nivel de presión sonora L_p y/o del tiempo de reverberación TR , han demostrado que el MDA presenta una precisión aceptable en comparación con modelos robustos (como por ejemplo, la técnica de trazado de rayos) o datos experimentales. Por otro lado, el MDA ha sido utilizado también para predecir adecuadamente el campo sonoro en ambientes exteriores urbanos (Picaut *et al.*, 1999b).

3.1.2 Expresiones generales de la constante de difusión D y del término disipativo σ

De acuerdo a lo comentado anteriormente, la propagación sonora se considera análoga al movimiento (difusión) de las partículas en un medio que contiene numerosos objetos esféricos con superficies reflejantes y absorbentes. En la Figura 3.1 se muestra, de manera esquemática, la analogía mencionada. Los objetos dispersores se distribuyen de manera aleatoria y están caracterizados por su sección transversal de dispersión total Q_r y por su densidad n_r . El producto $Q_r n_r$ representa, físicamente, al área de dispersión por unidad de volumen. El subíndice r hace referencia a las variables referidas al recinto. Asumiendo que la probabilidad que una partícula recorra cierta distancia sin colisionar, puede ser descripta mediante una distribución exponencial, el camino libre medio entre dos colisiones queda definido en concordancia con la expresión analítica usual (2.45), derivada de la teoría acústica clásica de recintos con superficies reflejantes difusas (Morse y Feshback, 1953;

Picaut *et al.*, 1997)

$$\lambda_r = \frac{1}{Q_r n_r} = \frac{4V_r}{S_r}, \quad (3.14)$$

donde V_r y S_r representan el volumen y el área de las superficies del recinto, respectivamente.

En función de lo expuesto, las superficies del recinto se asimilan como objetos dispersores y el coeficiente de absorción promedio del recinto se considera análogo a la probabilidad de absorción de dichos objetos. Por lo tanto, éstos toman el lugar de las paredes y reflejan el sonido difusivamente en el volumen.

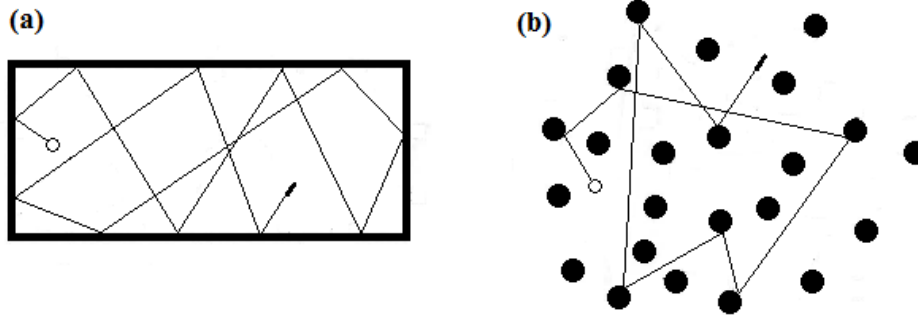


Figura 3.1. Analogía entre (a) la propagación sonora de una partícula dentro de un recinto y (b) la difusión de partículas en un medio dispersivo (adaptado de Picaut *et al.*, 1997).

Considerando la baja tasa de intercambio en función del tiempo, involucrada en el fenómeno de difusión, el flujo de energía sonora $\mathbf{J}(\mathbf{r}, t)$ causado por el gradiente de la densidad de energía reverberante $w(\mathbf{r}, t)$ puede ser expresado de acuerdo con la ley de Fick como (Morse y Feshback, 1953)

$$\mathbf{J}(\mathbf{r}, t) = -D\nabla w(\mathbf{r}, t), \quad (3.15)$$

siendo D el coeficiente de difusión, el cual considera la morfología del recinto a través del camino libre medio λ_r y se define, en concordancia con la analogía propuesta, a partir de la siguiente expresión (Picaut *et al.*, 1997)

$$D = \frac{c\lambda_r}{3}. \quad (3.16)$$

Este coeficiente es análogo al coeficiente \hat{D} presentado en la ecuación (3.12). Por su parte, el coeficiente de disipación σ se expresa como

$$\sigma = cm. \quad (3.17)$$

Este coeficiente contempla la atenuación atmosférica dentro del recinto, siendo m el coeficiente de absorción del aire (Billon *et al.*, 2008a).

3.1.3 Ecuación gobernante generalizada y condiciones de borde

A partir de lo expuesto en la sección anterior, es posible expresar la respuesta transitoria de la distribución de la densidad de energía sonora $w(\mathbf{r}, t)$, considerando una fuente sonora omnidireccional $q(\mathbf{r}, t)$ radiando espacialmente dentro de una región del volumen V_r del recinto, mediante la siguiente ecuación (Valeau *et al.*, 2006)

$$\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t} = -\nabla \mathbf{J}(\mathbf{r}, t) = D\nabla^2 w(\mathbf{r}, t) - \sigma w(\mathbf{r}, t) + q(\mathbf{r}, t) \text{ en } V_r, \quad (3.18)$$

donde el término $\sigma w(\mathbf{r}, t)$ describe las pérdidas de energía por unidad de volumen dentro del recinto. La ecuación (3.18) se deriva a partir de considerar un medio dispersivo infinito. En tal sentido, a los efectos de poder contemplar recintos con geometrías arbitrarias, se acota el dominio de aplicación mediante dos condiciones de borde: la condición de borde *homogénea de Neumann*, que asume que la absorción ocurre en el volumen en lugar de en las superficies del recinto y una condición de borde *mixta*, que permite modelar el intercambio de energía local producido por diferentes grados de absorción en cada superficie. Esta última permite considerar una situación más real, ya que la absorción se produce en cada superficie y no en el volumen del recinto. La condición de borde *mixta* se expresa (Valeau *et al.*, 2006)

$$\mathbf{J}(\mathbf{r}, t) \cdot \mathbf{n} = -D\nabla w(\mathbf{r}, t) = Aw(\mathbf{r}, t) \text{ sobre } S_r, \quad (3.19)$$

donde A es el factor de absorción y S_r hace referencia a las superficies interiores del recinto. El factor de absorción A asume diferentes expresiones en función del valor del coeficiente de absorción α de cada superficie. En particular, si el recinto presenta baja absorción ($\alpha < 0.2$), es posible utilizar el *factor de absorción de Sabine* (Valeau *et al.*, 2006). Si el recinto presenta absorción alta ($\alpha > 0.2$), la teoría de Sabine ya no es válida y se puede utilizar el *factor de absorción de Eyring* (Jing y Xiang, 2007; Billon *et al.*, 2008c). Usando una analogía con la difusión de la luz, Jing y Xiang (2008) propusieron el *factor de absorción modificado*, el cual permite caracterizar la absorción en todo el rango de aplicación y además, presenta mejores resultados en recintos con alta absorción. Dicho factor se expresa de la siguiente manera

$$A = \frac{c\alpha}{2(2-\alpha)}. \quad (3.20)$$

Finalmente, la densidad de energía sonora $w(\mathbf{r}, t)$ correspondiente al campo reverberante se obtiene como la solución del siguiente sistema de ecuaciones (Valeau *et al.*, 2006)

$$\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D\nabla^2 w(\mathbf{r}, t) + \sigma w(\mathbf{r}, t) = q(\mathbf{r}, t) \text{ en } V_r, \quad (3.21)$$

$$D \frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial \mathbf{n}} + Aw(\mathbf{r}, t) = 0 \text{ sobre } S_r. \quad (3.22)$$

La dependencia con la frecuencia queda establecida en los distintos términos de absorción considerados.

Una vez obtenida la densidad de energía sonora reverberante $w(\mathbf{r}, t)$, es posible obtener el nivel de presión sonora reverberante $L_{p_{\text{rev}_f}}$ local transitorio, para la frecuencia f , a partir de la siguiente expresión (Kuttruff, 2000)

$$L_{p_{\text{rev}_f}}(\mathbf{r}, t) = \frac{w_f(\mathbf{r}, t)\rho c^2}{P_{\text{ref}}^2}, \quad (3.23)$$

El nivel de presión sonora total L_{p_f} se determina sumando las contribuciones del campo directo y del reverberante estacionario, este último obtenido a través de la expresión anterior en su estado estacionario. El campo acústico así resultante queda formulado de la siguiente manera (Valeau *et al.*, 2006)

$$L_{p_f}(\mathbf{r}) = 10 \log_{10} \left\{ \frac{\rho c}{P_{\text{ref}}^2} \left[\int_{V_s} \frac{q_f(\mathbf{r})}{4\pi r^2} dV_s + cw_f(\mathbf{r}) \right] \right\}, \quad (3.24)$$

donde $r = \|\mathbf{r} - \mathbf{r}_s\|$ expresa la distancia entre un punto receptor \mathbf{r} y un punto arbitrario \mathbf{r}_s ubicado en el subdominio V_s de la fuente.

3.1.4 Aplicación a recintos con obstáculos distribuidos en el interior

Para simular la acústica en un recinto con obstáculos distribuidos en su interior (*fittings*), se asume que la configuración es análoga a un medio de propagación que contiene una combinación de objetos dispersores representando, por un lado, a las superficies interiores del recinto y por el otro, a los obstáculos ubicados dentro del mismo (Kurze, 1985; Valeau *et al.*, 2007). En tal sentido, los obstáculos se modelan estadísticamente y se caracterizan

por su densidad n_{fitt} (número de obstáculos dispersores por unidad de volumen) y por su sección transversal de dispersión Q_{fitt} . El subíndice *fitt* hace referencia a las variables relacionadas a los obstáculos. De esta manera, el camino libre medio en un recinto con obstáculos se define (Valeau *et al.*, 2007)

$$\lambda = \frac{1}{Q_{fitt}n_{fitt} + Q_r n_r} = \frac{\lambda_r \lambda_{fitt}}{\lambda_r + \lambda_{fitt}}. \quad (3.25)$$

Si existe un sub-volumen V_{fitt} dentro de V_r que contiene obstáculos dispersivos (máquinas, bancos de trabajo, estanterías, etc.), el coeficiente de difusión D será función del camino libre medio dado en la expresión (3.25). De esta manera, el MDA combina la difusión debida a las superficies reflejantes del recinto y a los objetos distribuidos en su interior, mediante la siguiente expresión modificada del coeficiente de difusión (Valeau *et al.*, 2007)

$$D = \frac{c\lambda_r \lambda_{fitt}}{3(\lambda_r + \lambda_{fitt})}. \quad (3.26)$$

Asimismo, el término disipativo σ , definido en (3.17), se modifica a los efectos de considerar la contribución de absorción debida a los obstáculos

$$\sigma = \frac{c\alpha_{fitt}}{\lambda_{fitt}} + c \cdot m. \quad (3.27)$$

De esta manera, la densidad de energía sonora $w(\mathbf{r}, t)$ correspondiente al campo reverberante, en un recinto con objetos distribuidos en su interior, se obtiene resolviendo el sistema de ecuaciones (3.20) y (3.21) para las expresiones modificadas de los coeficientes de difusión D y disipativo σ . Luego, el nivel sonoro total se expresa de la siguiente manera (Valeau *et al.*, 2007)

$$L_{p_f}(\mathbf{r}) = 10 \log_{10} \left\{ \frac{\rho c}{P_{ref}^2} \left[\int_{V_s} \frac{q_f(\mathbf{r})}{4\pi r^2} e^{-r/\lambda_{fitt}} dV_s + c w_f(\mathbf{r}) \right] \right\}. \quad (3.28)$$

Es necesario aclarar que durante la implementación de las ecuaciones (3.24) ó (3.28), la contribución del campo sonoro directo se considera de manera activa en todo el recinto y decreciendo como resultado del efecto de divergencia. Esta hipótesis es válida únicamente en recintos vacíos o en aquellos casos donde la fuente está suficientemente alejada de cualquier obstáculo. Cuando un obstáculo está ubicado cercano a la fuente, el efecto de

apantallamiento del primero limitará la propagación del campo directo. En estos casos, es necesario eliminar la influencia del campo directo detrás del obstáculo. En esta tesis se utiliza el radio de reverberación (2.49), como una distancia crítica de búsqueda, para determinar la correcta contribución del campo directo y de esta manera aplicar la restricción mencionada anteriormente, cuando sea necesario.

3.1.5 Aplicación a recintos acoplados acústicamente mediante aberturas o particiones

Dos recintos se consideran acústicamente acoplados cuando están conectados a través de una superficie, abierta o cerrada, que permite la transmisión de energía sonora de un espacio al otro. En estos casos es necesario tener en cuenta la influencia que un recinto tiene sobre el otro, para determinar sus características acústicas. Estos tipos de configuraciones tienen una gran importancia en la acústica de recintos y son encontradas, generalmente, en edificios industriales.

La simulación acústica de un sistema conformado por dos espacios conectados mediante una abertura acústicamente transparente, se realiza descomponiendo el sistema en dos sub-volumenes y asumiendo que el valor del camino libre medio en cada sub-espacio no es afectado por el acoplamiento (Billon *et al.*, 2006). De esta manera, el campo sonoro reverberante se evalúa mediante el siguiente sistema de ecuaciones

$$\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D_{r1} \nabla^2 w(\mathbf{r}, t) + \sigma w(\mathbf{r}, t) = q(\mathbf{r}, t) \text{ en } V_{r1}, \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D_{r2} \nabla^2 w(\mathbf{r}, t) + \sigma w(\mathbf{r}, t) = 0 \text{ en } V_{r2}, \quad (3.30)$$

donde V_{r1} y V_{r2} son los sub-volumenes del recinto emisor (donde se encuentra la fuente) y receptor, respectivamente, y D_{r1} y D_{r2} son los correspondientes coeficientes de difusión. Las ecuaciones precedentes se asocian con las condiciones de borde mixtas (3.22), a efectos de contemplar los coeficientes de absorción sonora de cada superficie.

Para modelar la transmisión de energía sonora entre dos recintos acoplados mediante una partición cerrada, se extiende la formulación del MDA propuesta inicialmente por Valeau *et al.* (2006), a efectos de contemplar configuraciones de recintos con campos no difusos (Billon *et al.*, 2008). De esta manera, el problema de difusión no homogéneo se plantea a partir del siguiente sistema de ecuaciones

$$\frac{\partial w_{r_1}(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D_{r_1} \nabla^2 w_{r_1}(\mathbf{r}, t) + \sigma w_{r_1}(\mathbf{r}, t) = q(\mathbf{r}, t) \text{ en } V_{r_1}, \quad (3.31)$$

$$\frac{\partial w_{r_2}(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D_{r_2} \nabla^2 w_{r_2}(\mathbf{r}, t) + \sigma w_{r_2}(\mathbf{r}, t) = 0 \text{ en } V_{r_2}, \quad (3.32)$$

donde w_{r_1} y w_{r_2} son las densidades de energía del recinto emisor y receptor, respectivamente. Estas ecuaciones se resuelven en conjunto con las condiciones de borde mixtas (3.22). En particular, en la superficie de acoplamiento $S_{r_{12}}$ las condiciones de borde se definen como (Billon *et al.*, 2008)

$$D_1 \frac{\partial w_{r_1}(\mathbf{r}, t)}{\partial \mathbf{n}_1} + A_{r_{12}} w_{r_1}(\mathbf{r}, t) = \frac{\tau c}{4} w_{r_2} \text{ sobre } S_{r_{12}}, \quad (3.33)$$

$$D_2 \frac{\partial w_{r_2}(\mathbf{r}, t)}{\partial \mathbf{n}_2} + A_{r_{12}} w_{r_2}(\mathbf{r}, t) = \frac{\tau c}{4} w_{r_1} \text{ sobre } S_{r_{12}}, \quad (3.34)$$

siendo $A_{r_{12}}$ el factor de absorción de la partición (fijado a partir del coeficiente de absorción del material que la conforma), y \mathbf{n}_1 y \mathbf{n}_2 los vectores normales exteriores a esta superficie. La transferencia de energía a través de la partición se establece en función del coeficiente de transmisión sonora $\tau = 10^{(-PT/10)}$ (asociado a la pérdida de transmisión sonora PT). La metodología expuesta para simular el campo sonoro en recintos acoplados puede ser extendida para un número arbitrario de espacios y fuentes sonoras.

3.1.6 Aplicación a recintos con superficies reflejantes mixtas

La aplicación del MDA esta intrínsecamente limitada a recintos con superficies reflejantes difusas. Sin embargo, a partir de un estudio propuesto inicialmente por Valeau *et al.* (2007) y desarrollado posteriormente por Foy *et al.* (2009), se comprobó que es posible modelar la distribución de energía sonora estacionaria como un proceso de difusión, aun considerando reflexiones especulares. De esta manera, es posible considerar reflexiones mixtas sobre las superficies del recinto (es decir, con una cierta proporción de reflexiones difusivas y especulares) realizando un ajuste empírico del coeficiente de difusión D mediante un factor de corrección K (Foy *et al.*, 2009)

$$D_{\text{emp}} = K D. \quad (3.35)$$

El valor de K se obtuvo realizando comparaciones con un modelo de trazado de rayos, contemplando diversas geometrías y diferentes coeficientes de dispersión ξ . Este último

cuantifica la proporción de energía reflejada difusivamente por las superficies del recinto y su valor varía entre 0 y 1, siendo $\xi = 0$ en el caso de reflexiones totalmente especulares y $\xi = 1$ en el caso de reflexiones totalmente difusas. De esta manera, la variación de K con respecto al coeficiente de dispersión se expresa a partir de la siguiente ley empírica

$$K = -2.238 \ln(\xi) + 1.549, \quad (3.36)$$

donde el coeficiente de dispersión ξ varía entre 10^{-3} y 1. El uso de esta expresión permite predecir correctamente el nivel sonoro, pero presenta errores en la determinación del decaimiento sonoro en recintos desproporcionados, con valores de $\xi < 0.4$ (Foy *et al.*, 2009).

3.2 Aproximación bidimensional del modelo de difusión acústica

En esta sección se presenta un enfoque basado en la bidimensionalización del MDA, cuya principal característica consiste en una reducción sustancial de los tiempos de cómputo empleados, manteniendo una precisión prácticamente equivalente al modelo original. Esto representa una ventaja muy interesante en el contexto de diseño óptimo presentado en esta tesis debido a que, por un lado, es necesario estimar el campo sonoro para cada frecuencia (o banda de frecuencias) de interés y por el otro, es necesario efectuar un gran número de simulaciones a efectos de analizar y estimar las medidas de control adecuadas. El enfoque propuesto proporciona entonces un modelo de simulación muy apto para utilizar en un análisis óptimo de estrategias de diseño y representa una de las principales contribuciones de esta tesis.

3.2.1 Formulación matemática general

El modelo de difusión acústica MDA tridimensional puede ser reducido (aproximadamente) a un modelo bidimensional, mediante la aplicación del método de Kantorovich (Kantorovich y Krylov, 1964; Cortínez y Laura, 1990). Ésta es una técnica bien conocida para la reducción dimensional de ecuaciones diferenciales y ocupa una posición intermedia, desde el punto de vista de la precisión lograda, entre la solución exacta de un problema determinado y una solución aproximada que se obtiene a partir de los métodos de Ritz y Galerkin (Cortínez y Laura, 1988; Laura y Cortínez, 1989; Laura y Cortínez, 1990). En tal sentido, la densidad de energía reverberante $w(\mathbf{r}, t)$ se puede

representar, en su forma más general, aproximadamente, como la suma de una serie de funciones determinadas cada una mediante el producto de dos funciones particulares: una, correspondiente a la variación de la energía en el plano y , la otra, considerando la variación en la altura (Sequeira y Cortínez, 2012). De esta manera, resulta

$$w(\mathbf{r}, t) \approx \tilde{w}(\mathbf{r}, t) = \sum_{i=1}^N G_i(x, y, t) \times Z_i(z, H), \quad (3.37)$$

donde N es el número de funciones i utilizadas para la aproximación ($i = 1, \dots, N$), $G_i(x, y, t)$ son funciones desconocidas y $Z_i(z, H)$ son funciones seleccionada *a priori* a los efectos de aproximar la variación energética vertical. Estas últimas son dependientes de la función $H = H(x, y)$ que representa la forma geométrica de la superficie superior (techo) del recinto.

Esta metodología presenta la ventaja de que sólo parte de la solución se elige con antelación, mientras que el resto de la misma se determina de acuerdo con el carácter del problema.

Sustituyendo la expresión aproximada (3.37) en la ecuación diferencial (3.21) del MDA, se obtiene la función *error* o *residual* ε_v , definida como

$$\frac{\partial \tilde{w}(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D\nabla^2 \tilde{w}(\mathbf{r}, t) + \sigma \tilde{w}(\mathbf{r}, t) - q(\mathbf{r}, t) = \varepsilon_v(\mathbf{r}, t, \tilde{w}) \quad \text{en } V_r. \quad (3.38)$$

Esta función residual es igual a cero, cuando \tilde{w} se corresponde con la solución exacta (es decir, para $\tilde{w} = w$). Razonando de la misma manera, la integral del producto entre la función residual y una función arbitraria ψ debe ser igual a cero para que la solución del problema sea exacta, es decir, se debe cumplir la condición de ortogonalidad entre ε_v y ψ (Kantorovich y Krylov, 1964)

$$\int_{V_r} \varepsilon_v(\mathbf{r}, t, \tilde{w}) \psi(\mathbf{r}, t) dV_r = 0. \quad (3.39)$$

De acuerdo a la metodología utilizada, la función ψ se expresa de la siguiente forma

$$\psi_i(\mathbf{r}, t) = Z_i(z, H) \phi_i(x, y, t), \quad (3.40)$$

donde $\phi_i(x, y, t)$ son funciones arbitrarias. Sustituyendo la ecuación (3.40) en (3.39) y reordenando la expresión resultante, se obtiene

$$\sum_{i=1}^N \int_{\Omega_r} \phi_i(x, y, t) \left[\int_0^H \varepsilon_v(\mathbf{r}, t, \tilde{w}) Z_i(z, H) dz \right] dx dy dt = 0, \quad (3.41)$$

donde Ω_r representa el dominio en el plano horizontal (bidimensional) del recinto analizado. Considerando el carácter arbitrario de las funciones ϕ_i , la expresión entre corchetes debe ser igual a cero

$$\int_0^H \varepsilon_v(\mathbf{r}, t, \tilde{w}) Z_i(z, H) dz = 0. \quad (3.42)$$

Reemplazando la expresión correspondiente a la función residual (3.38) en la ecuación precedente, se obtiene la siguiente expresión integral

$$\sum_{i=1}^N \int_0^H \left\{ \left[\frac{\partial \tilde{w}(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D\nabla^2 \tilde{w}(\mathbf{r}, t) + \sigma \tilde{w}(\mathbf{r}, t) - q(\mathbf{r}, t) \right] Z_i(z, H) \right\} dz = 0. \quad (3.43)$$

Luego, operando de la misma manera con la ecuación correspondiente a las condiciones de borde (3.22), se obtiene la función residual ε_s definida de la siguiente manera

$$D\nabla \tilde{w}(\mathbf{r}, t) + A\tilde{w}(\mathbf{r}, t) = \varepsilon_s(\mathbf{r}, t, \tilde{w}) \quad \text{sobre } S_r, \quad (3.44)$$

donde es posible obtener

$$\int_0^H \varepsilon_s(\mathbf{r}, t, \tilde{w}) Z_i(z, H) dz = 0, \quad (3.45)$$

y la expresión integral resulta

$$\sum_{i=1}^N \int_0^H \{ [D\nabla \tilde{w}(\mathbf{r}, t) + A\tilde{w}(\mathbf{r}, t)] Z_i(z, H) \} dz = 0. \quad (3.46)$$

Reemplazando la expresión de la densidad de energía aproximada (3.37) en las ecuaciones (3.43) y (3.46) y reordenando las expresiones, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones, correspondiente a la formulación *general* del modelo bidimensional de difusión acústica, denominado MDAS general

$$\begin{aligned}
& \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial G_i}{\partial t} \int_0^H Z_j Z_i dz \right)_{\Omega_r} - \sum_{i=1}^N \left(\nabla_p^2 G_i \int_0^H DZ_j Z_i dz \right)_{\Omega_r} - \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial G_i}{\partial x} \int_0^H 2DZ_j \frac{\partial Z_i}{\partial H} \frac{\partial H}{\partial x} dz \right)_{\Omega_r} - \\
& \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial G_i}{\partial y} \int_0^H 2DZ_j \frac{\partial Z_i}{\partial H} \frac{\partial H}{\partial y} dz \right)_{\Omega_r} - \sum_{i=1}^N \left\{ G_i \int_0^H DZ_j \frac{\partial^2 Z_i}{\partial H^2} \left[\left(\frac{\partial H}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial y} \right)^2 \right] dz \right\} - \\
& \sum_{i=1}^N \left[G_i \int_0^H DZ_j \frac{\partial Z_i}{\partial H} \left(\frac{\partial^2 H}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial y^2} \right) dz \right]_{\Omega_r} + \sum_{i=1}^N \left[G_i \int_0^H DZ_j \frac{\partial^2 Z_i}{\partial z^2} dz \right]_{\Omega_r} + \\
& \sum_{i=1}^N \left[G_i \int_0^H \sigma Z_j Z_i dz \right]_{\Omega_r} - \left(\int_0^H q Z_j dz \right)_{\Omega_r} + \tag{3.47} \\
& \underbrace{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial G_i}{\partial \mathbf{n}} DZ_j Z_i \right)_{z=H} + \sum_{i=1}^N \left(G_i DZ_j \frac{\partial Z_i}{\partial \mathbf{n}} \right)_{z=H} + \sum_{i=1}^N \left(G_i A_{\text{sup}} Z_j Z_i \right)_{z=H}}_{\text{Condición de contorno superior}} + \\
& \underbrace{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial G_i}{\partial \mathbf{n}} DZ_j Z_i \right)_{z=0} + \sum_{i=1}^N \left(G_i DZ_j \frac{\partial Z_i}{\partial \mathbf{n}} \right)_{z=0} - \sum_{i=1}^N \left(G_i A_{\text{inf}} Z_j Z_i \right)_{z=0}}_{\text{Condición de contorno inferior}} = 0,
\end{aligned}$$

$$\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial G_i}{\partial \mathbf{n}} \int_0^H DZ_j Z_i dz \right)_{\partial \Omega_r} + \sum_{i=1}^N \left(G_i \int_0^H DZ_j \frac{\partial Z_i}{\partial \mathbf{n}} dz \right)_{\partial \Omega_r} + \sum_{i=1}^N \left(G_i \int_0^H A_{\text{lat}} Z_j Z_i dz \right)_{\partial \Omega_r} = 0, \tag{3.48}$$

donde ∇_p^2 representa al operador de Laplace en el plano horizontal; $j = 1, 2, \dots, N$; $\partial \Omega_r$, simboliza el perímetro del plano horizontal del recinto considerado y A_{sup} , A_{inf} y A_{lat} son los factores de absorción de las superficies superior, inferior y laterales del recinto, respectivamente. La derivada respecto de la normal de la función Z_i se expresa como

$$\frac{\partial Z_i}{\partial \mathbf{n}} = \frac{\partial Z_i}{\partial H_i} \frac{\partial H_i}{\partial x} n_x + \frac{\partial Z_i}{\partial H_i} \frac{\partial H_i}{\partial y} n_y + \frac{\partial Z_i}{\partial H_i} \frac{\partial H_i}{\partial z} n_z. \tag{3.49}$$

Los términos correspondientes a las condiciones de contorno superior e inferior se deben evaluar en la coordenada z , correspondiente a cada caso (piso y techo).

Como se comentó previamente, la función $H(x, y)$ se determina en función de la forma geométrica que presenta la superficie que conforma el techo del recinto estudiado. Por ejemplo, en el caso de un techo plano, dicha función adopta la siguiente expresión

$$H = ax + by + c, \tag{3.50}$$

donde los coeficientes a , b y c se determinan a partir de las medidas geométricas del recinto.

Por otro lado, la forma más simple de representar la variación vertical de la densidad de energía es aproximándola mediante el siguiente polinomio de segundo grado

$$Z(z) = 1 + a_1 z + b_1 z^2, \quad (3.51)$$

donde los coeficientes del polinomio a_1 y b_1 se determinan a partir de las condiciones de borde mixtas, definidas en los planos horizontales extremos inferior y superior (piso y techo) del recinto

$$D \frac{\partial Z(z)}{\partial z} = A_{\text{inf}} Z(z) \text{ sobre } S_{\text{inf}}, \quad (3.52)$$

$$D \frac{\partial Z(z)}{\partial z} = -A_{\text{sup}} Z(z) \text{ sobre } S_{\text{sup}}, \quad (3.53)$$

siendo S_{inf} y S_{sup} las superficies inferior y superior del recinto, respectivamente.

Es posible considerar una representación más compleja de la densidad de energía reverberante aproximada, utilizando un número determinado de funciones especificadas por el número N dado en la expresión (3.37). En tal sentido, estas funciones adicionales pueden ser representadas, por ejemplo, mediante polinomios ortogonales al original (3.51) obtenidos mediante el enfoque de Gram-Schmidt (Kantorovich y Krylov, 1964). El número de funciones a utilizar dependerá de un análisis entre la precisión buscada y el costo computacional, relacionado con la resolución de la ecuación integral.

3.2.2 Formulación matemática reducida

Es posible obtener una expresión reducida de la formulación bidimensional general dada por el sistema de ecuaciones (3.47) y (3.48), utilizando un solo término en la expresión aproximada de la densidad de energía (3.37) y considerando que la superficie del techo es plana y uniforme ($H = \text{cte}$). Desde un punto de vista práctico, esta suposición es válida para una gran cantidad de recintos reales. En este caso, la variación de la densidad de energía se aproxima mediante la siguiente expresión

$$w(\mathbf{r}, t) \approx \tilde{w}(\mathbf{r}, t) = G(x, y, t) \times Z(z), \quad (3.54)$$

donde Z es el polinomio de segundo orden determinado en (3.51).

Operando de manera análoga a la sección anterior, es posible representar la formulación más simple del modelo bidimensional de difusión acústica, denominada MDAS reducido, a partir del siguiente sistema de ecuaciones

$$\frac{\partial G(x, y, t)}{\partial t} - D_{z1} \nabla_p^2 G(x, y, t) + (D_{z2} - \sigma_z) G(x, y, t) = q_z(x, y, t) \text{ en } \Omega_r, \quad (3.55)$$

$$D_{z1} \frac{\partial G(x, y, t)}{\partial \mathbf{n}} + G(x, y, t) A_z = 0 \text{ sobre } \partial\Omega_r. \quad (3.56)$$

A efectos de resolver las ecuaciones precedentes, se adoptan las siguientes definiciones

$$D_{z1} = \int_0^H D Z(z)^2 dz, \quad (3.57)$$

$$D_{z2} = \int_0^H D \left(\frac{d^2 Z(z)}{dz^2} Z(z) \right) dz, \quad (3.58)$$

$$\sigma_z = \int_0^H \sigma Z(z)^2 dz, \quad (3.59)$$

$$q_z = \int_0^H q Z(z) dz, \quad (3.60)$$

$$A_z = \int_0^H A_{lat} Z(z)^2 dz. \quad (3.61)$$

Una vez que se obtiene la función $G(x, y, t)$ como la solución del problema, la densidad de energía reverberante aproximada \tilde{w} se determina a partir de la expresión (3.54). El nivel de presión sonora total se obtiene mediante las ecuaciones (3.24) ó (3.28) dependiendo si el recinto analizado se encuentra vacío o presenta objetos en su interior.

Cabe remarcar que la formulación reducida puede ser utilizada para contemplar superficies no planas, si al menos éstas pueden ser aproximadas como superficies planas, por ejemplo, considerando una altura equivalente constante. Asimismo, es posible también emplear dos o más alturas equivalentes constantes, a los efectos de aproximar aun más la superficie no plana, si ésta presenta una forma geométrica muy variable.

Por otro lado, en aquellos recintos que presentan dos alturas muy diferentes (por ejemplo, recintos acoplados) y una distribución heterogénea de la absorción, el modelo reducido puede formularse a partir de considera la absorción local “repartida” en el volumen. Para ello, se propone utilizar una expresión modificada del término de absorción volumétrica σ (3.17), resultando (Valeau *et al.*, 2006).

$$\sigma = \frac{c \bar{\alpha}_r}{\lambda_r} + c \cdot m, \quad (3.62)$$

donde $\bar{\alpha}_r$ representa la absorción promedio en el recinto. Esta representación no se corresponde con una situación física real, ya que la absorción se produce en las superficies

límites, pero es válida para caracterizar acústicamente esta clase de recintos con la formulación bidimensional.

La validación de las estrategias mencionadas, aplicadas a recintos con diferentes geometrías, se presenta en el Capítulo VII.

3.3 Observaciones acerca del enfoque de difusión acústica

Los modelos de difusión presentados están basados en la hipótesis de que el campo sonoro en recintos puede ser representado por un modelo de partículas, solo si existe una alta densidad de dispersión debido a la existencia de un gran número de reflexiones. Esto implica una pequeña variación de la energía sonora por camino libre medio (Ley de Fick), logrando que se pierdan las características direccionales del flujo y de la densidad de energía, y determina que solo el campo reverberante puede ser representado correctamente. Consecuentemente, el modelo es válido transcurrido un cierto tiempo desde la activación de la fuente o tiempo libre medio (λ/c). Antes de este tiempo la baja probabilidad de dispersión de las partículas produce resultados erróneos. Se han propuesto diferentes valores límites para el tiempo a partir del cual es posible obtener resultados acordes (Valeau *et al.*, 2006, Xiang *et al.*, 2009). Recientemente, Escolano *et al.*, (2010) realizó un estudio sistemático, comparando el MDA con una técnica de trazado de rayos, y confirmó lo expuesto por otros autores (Xiang *et al.*, 2009), en cuanto a que el MDA es válido luego de transcurrido dos tiempos libres medios y, consecuentemente, no puede predecir correctamente la parte temprana del decaimiento sonoro. En tal sentido, solo es posible caracterizar aquellos parámetros acústicos que no dependan fuertemente del nivel sonoro generado por las primeras reflexiones, como por ejemplo el tiempo de reverberación (ISO 3382, 1997).

Por otro lado, las fuentes sonoras deben ser isótropas, implicando que solo fuentes omnidireccionales son aplicables (Navarro *et al.*, 2010) y no se consideran efectos de directividad en las mismas. En recintos industriales convencionales, caracterizados por cierta cantidad de objetos distribuidos en el interior, los niveles sonoros que perciben los operarios en posiciones cercanas a las fuentes (ruido directo) pueden presentar variaciones importantes, relacionadas con la directividad. Dicho efecto no puede ser simulado adecuadamente con los modelos de difusión. Sin embargo, la exposición de los operarios en posiciones alejadas de las fuentes (campo reverberante) es cuasi independiente de la directividad (Chatillon, 2007). En tal sentido, en estos casos los modelos de difusión son válidos para caracterizar el campo sonoro, aun considerando una directividad marcada en

las fuentes sonoras.

Por otro lado, Visentin *et al.* (2012) investigaron la validez de la ley de Fick en el proceso de difusión, determinando que en recintos desproporcionados el valor constante del coeficiente de difusión D solo es válido en ubicaciones relativamente cercanas a las fuentes, mientras que lejos de éstas el campo sonoro reverberante es descrito por un proceso de difusión no homogéneo, es decir, con un coeficiente de difusión variable. La tasa de crecimiento de dicho coeficiente es dependiente del área transversal del recinto y de la absorción de las superficies. Esta característica se analiza en los resultados numéricos.

Con respecto al rango de frecuencias de validez, los modelos de difusión son básicamente modelos energéticos y no contemplan la naturaleza ondulatoria del sonido, de manera que los efectos de difracción e interferencia son ignorados. Sin embargo, en el caso de recintos industriales los efectos de interferencia pueden reducirse debido a la presencia de objetos y al gran número de fuentes sonoras propensas a ser incoherentes (Dance, 1994). Esto se debe a que el número de posibles trayectorias entre las fuentes y los receptores es grande, posibilitando que la interferencia entre las trayectorias no sea muy importante. Además, a los efectos de analizar el ruido industrial, las normativas requieren, generalmente, como indicador de ruido el nivel sonoro total por bandas de octava, lo que suaviza el espectro de interferencia (Chevret y Chatillon, 2012). De esta manera, es posible modelar el campo sonoro para frecuencias medias con una aceptable precisión. En esta tesis se adopta la frecuencia de 250 Hz como valor límite a partir del cual los modelos de difusión presentan resultados satisfactorios. El criterio de selección de este valor se basa en los resultados obtenidos por Billon *et al.* (2006), quienes a partir de comparaciones con datos experimentales, en términos de la distribución de los niveles sonoros, demostraron que el MDA presenta un buen ajuste para la banda de 250 Hz y superiores.

CAPITULO IV

GENERACIÓN DE METAMODELOS: UTILIZACIÓN DE LAS REDES NEURONALES ARTIFICIALES

La utilización de modelos de simulación del fenómeno físico es la opción más adecuada para analizar y calcular las variables asociadas al sistema bajo estudio. Sin embargo, muchas veces es conveniente buscar enfoques alternativos a los efectos de disminuir el costo computacional asociado a la utilización directa de los modelos de simulación.

Una estrategia posible es utilizar metodologías aproximadas, que permitan reemplazar el costoso proceso relacionado con la simulación durante la etapa de diseño. Estos modelos se conocen con el nombre de *metamodelos* y son, en general, creados a partir de valores obtenidos experimentalmente o datos generados por técnicas computacionales robustas (Kleijnen, 1987). De esta manera, el proceso consiste en utilizar un modelo computacional para simular distintas configuraciones a partir de diferentes variables de diseño y obtener estimaciones de la medida de desempeño establecida. Luego, los datos generados se utilizan para ajustar el metamodelo. Finalmente, este último se emplea durante la etapa de diseño, lo que permite agilizar el proceso de optimización. El principal objetivo del metamodelo es representar con precisión las relaciones entre las variables de diseño y la respuesta esperada.

Los enfoques basados en metamodelos han sido ampliamente utilizados para el análisis y la optimización en diversas ramas de la ingeniería como, por ejemplo, la industria petrolera, aeroespacial y automotriz, entre otras. Una revisión del uso de metamodelos se puede encontrar en el trabajo de Barton (1998). La regresión lineal estándar aparece como una de las técnicas más populares para este fin. Por su parte, la metodología de superficie de respuesta es otro enfoque bien conocido para construir aproximaciones simples y rápidas (Myers y Montgomery, 1995).

De particular interés es el uso de la técnica de redes neuronales artificiales RNAs (Bishop, 1995). Esta técnica ha sido utilizada como herramienta de predicción en una amplia gama de áreas ingenieriles, superando al análisis de regresión (Hornik y Stinchcombe, 1989). En particular, Fonseca *et al.* (2003) plantearon la importancia de la generación de metamodelos basados en RNAs y suministraron algunas pautas generales para el desarrollo de los mismos. Los resultados de este estudio indicaron que los

metamodelos basados en RNAs presentan una gran flexibilidad, pero el proceso de construcción puede resultar costoso debido a la generación del conjunto de datos de entrenamiento. En tal sentido, es necesario considerar este aspecto a la hora de elegir el algoritmo a emplear.

En esta tesis se utilizan metamodelos basados en la técnica de RNAs, como métodos de predicción alternativos, para resolver el problema de rediseño acústico óptimo en recintos industriales. Para la confección de los mismos se emplean valores numéricos obtenidos a partir de la técnica de trazados de rayos y del modelo bidimensional de difusión acústica, para una familia de recintos industriales con características similares. La idea es obtener un modelo suficientemente preciso y rápido para estimar la variación del nivel sonoro en estos recintos, a partir de considerar diferentes características geométricas y acústicas. Como se comentó previamente, la principal ventaja de esta metodología consiste en englobar en un único modelo empírico, una gran cantidad de relaciones entre causas y efectos, lo que permite simular cualquier situación intermedia de una manera efectiva y con un costo computacional muy bajo.

Los modelos de RNAs utilizados presentan dos tipos de estructuras: el perceptron multicapa MLP (*MultiLayer Perceptron*) y el modelo de regresión generalizada GRNN (*General Regression Neural Networks*), siendo este último un caso especial de las redes de funciones de base radial RBF (*Radial Basis Function*).

A continuación, se describen brevemente los conceptos básicos relacionados con la técnica de RNA y luego se detallan matemáticamente los modelos utilizados. Finalmente, se presentan las distintas estrategias de construcción de los metamodelos, para utilizar en el enfoque de rediseño óptimo.

4.1 Técnicas basadas en las Redes Neuronales Artificiales

Una red neuronal artificial es un modelo matemático capaz de emular el comportamiento de las neuronas biológicas y manejar las imprecisiones e incertidumbres que aparecen cuando se trata de resolver problemas relacionados con el mundo real (reconocimiento de formas, toma de decisiones, etc.), ofreciendo soluciones robustas y de fácil implementación (Bishop, 1995). Básicamente, es un sistema de computación compuesto por un gran número de unidades elementales interconectadas, llamadas neuronas, las cuales procesan información por medio de su estado dinámico como respuesta a entradas externas (Haykin, 1999). Esta herramienta actúa como un modelo de caja negra y puede ser utilizada en

situaciones en las cuales no se cuenta con el conocimiento necesario para establecer modelos matemáticos adecuados que representen el sistema. Su capacidad de aprendizaje a través de ensayos repetidos, las ha hecho muy populares en distintas ramas de la ingeniería como herramientas de predicción para variados problemas (Paliwal y Kumar, 2009).

En el área de la acústica, se han utilizado para predecir las propiedades de distintos materiales (Gardner *et al.*, 2003; Lin *et al.*, 2009), en sistemas de control de ruido activo (Morzynski y Makarewicz, 2003) y para estimar distintos indicadores relacionados con la acústica urbana (Cammarata *et al.*, 1995; Mungiole y Wilson 2006; Genaro *et al.*, 2010). En los últimos años, se ha ido incrementando su uso en el área de la acústica de recintos, debido principalmente a su gran flexibilidad relacionada con la precisión y complejidad de los parámetros involucrados. En tal sentido, es posible citar diversos estudios relacionados, por ejemplo, con la predicción del tiempo de reverberación en recintos arquitectónicos (Nannariello y Fricke, 1999), con la distribución de niveles de conversación en recintos vacíos destinados a aulas (Nannariello *et al.*, 2001) y con la estimación de indicadores acústicos de salas (Nannariello y Fricke, 2001a, b). En todos estos trabajos se obtuvieron muy buenos resultados. Recientemente, se implementó la técnica de RNA para predecir los niveles sonoros generados durante los procesos de fabricación, relacionados con la industria textil (Aliabadi *et al.*, 2013).

Para una adecuada precisión, esta metodología debe estar basada en valores numéricos o experimentales suficientemente precisos, y en general, se requiere una gran cantidad de éstos ya que se trata en definitiva de una técnica de regresión no lineal, que permite efectuar una compleja interpolación para detectar patrones ocultos (Simpson, 1990). Ocurre que muchas veces existen imprecisiones en los datos o éstos resultan insuficientes, lo cual puede traer aparejado errores de predicción. Sin embargo, la RNA posee un alto nivel de tolerancia a errores (fallas), es decir, puede sufrir un daño considerable y continuar teniendo un gran comportamiento. Como desventaja se puede mencionar que cuando se utiliza tal metodología en regiones de datos fuera del rango de entrenamiento, no es posible obtener buenos resultados. Es decir, presenta una inadecuada capacidad de extrapolación.

4.1.1 Conceptos básicos de la red neuronal artificial

El desarrollo del primer modelo de una neurona artificial fue realizado por McCulloch y Pitts en 1943 y su estructura básica se sigue utilizando en la actualidad. Dicha estructura se compone básicamente de tres partes. En primer lugar, se encuentran las entradas a la

neurona donde cada una es ponderada mediante unos coeficientes denominados pesos sinápticos (equivalentes a la eficiencia sináptica de una neurona biológica). Dichos coeficientes permiten que la red adquiera conocimiento, otorgando diferentes grados de importancia a cada uno de los elementos de las entradas. Luego, las entradas ponderadas se suman generando una función a la que es posible adicionarle un valor umbral (opcional). Esto es lo que se denomina la regla de propagación. Es posible adoptar otras formas de representar esta regla, pero la más utilizada es la simple suma de todas las entradas ponderadas. Finalmente, la función lineal resultante pasa a través de otra función conocida como función de activación, resultando la salida de la neurona (Haykin, 1999). En la Figura 4.1 se muestra un diagrama del modelo de una neurona artificial, con cada una de las partes mencionadas.

Desde el punto de vista matemático, el modelo de la neurona se describe a partir de las siguientes ecuaciones

$$u_k = b_k + \sum_{j=1}^n v_{kj} X_j, \quad (4.1)$$

$$Y_k = g(u_k), \quad (4.2)$$

donde X_j representa la entrada j (donde $j = 1, \dots, n$), v_{kj} son los pesos que representan la intensidad de interacción entre cada entrada j y la neurona k , b_k es el valor umbral, u_k es la función lineal para la neurona k , Y_k es la salida de la neurona k y $g(\cdot)$ es la función de activación. Esta última, es la que define la salida de la neurona transformando la entrada global en un valor de salida escalar, cuyo rango varia normalmente entre $[0, 1]$ o alternativamente entre $[-1, 1]$.

Existen diferentes funciones de activación, algunas de ellas son: la función escalón, la función lineal, la función gaussiana y la función sigmoideal. En la Figura 4.2 se comparan gráficamente las funciones de activación indicadas.

Una función escalón se utiliza cuando las salidas de la red corresponden a valores binarios. Este tipo de funciones se usa para crear neuronas con tareas de clasificación o toma de decisiones. La función lineal, también llamada función identidad, se utiliza cuando no se desea acotar la salida de la neurona (la salida de una función de activación lineal es igual a su entrada) y no tiene límites en su rango. La función gaussiana se utiliza cuando es necesaria una gran adaptabilidad, dado que es posible configurar la posición de su centro (punto en donde la función tiene un valor máximo) como así también su anchura (amplitud

de la función identificada por la campana de Gauss). Las funciones sigmoideas son un conjunto de funciones crecientes, monótonas y acotadas que provocan una transformación no lineal de su argumento. Dentro de este grupo está la función tangente hiperbólica, la cual es muy utilizada debido a su buen desempeño (Haykin, 1999). Esta última se expresa como

$$g(u) = \frac{2}{1 - e^{-2au}} - 1, \quad (4.3)$$

donde a es un parámetro que controla la pendiente de la función.

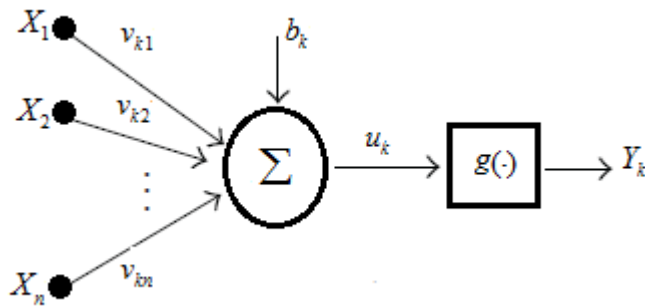


Figura 4.1. Modelo de una neurona artificial.

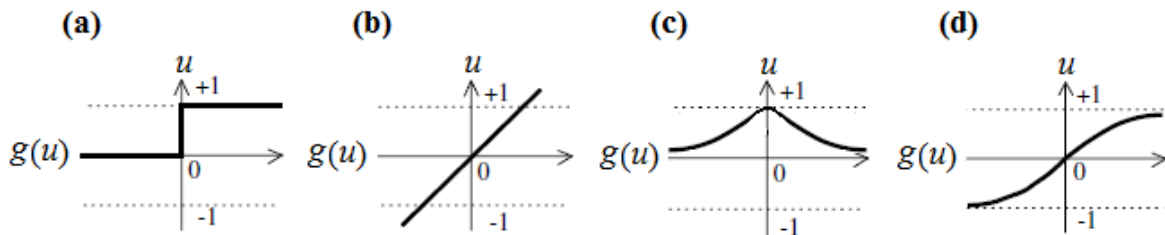


Figura 4.2. Distintos tipos de funciones de activación: (a) función escalón, (b) función lineal, (c) función gaussiana y (d) función sigmoidea tangente hiperbólica.

La utilización de un modelo de red con una única neurona es una función muy simple con capacidad de procesamiento limitada. En tal sentido, es necesario contar con varias neuronas combinadas en una red, a los efectos de obtener una herramienta computacional robusta. El perceptrón simple fue una de las primeras arquitecturas de redes neuronales. Fue desarrollado por primera vez en 1958 por Rosenblatt. Esta red tiene una única capa de neuronas interconectadas con funciones de base lineales y funciones de activación tipo escalón. Por lo tanto, la salida binaria implica que el perceptrón solo se puede usar para clasificar una muestra en dos posibles clases, es decir, solo puede resolver problemas linealmente separables (Minsky y Papert, 1969).

En consecuencia, es necesario generar redes con un número de capas mayor,

introduciendo capas intermedias (también llamadas capas ocultas) entre la capa de entrada y la capa de salida, de manera que se pueda implementar cualquier función con el grado de precisión deseado. A partir de esto es posible obtener diferentes tipos de estructuras en función del número de capas y del tipo de funciones de activación utilizadas.

Una vez definida la estructura de la RNA, el siguiente paso consiste en *entrenar* la misma a partir de un algoritmo que permita obtener un modelo que ajuste lo mejor posible los datos de salida. El proceso de entrenamiento o aprendizaje puede ser supervisado o no supervisado. El aprendizaje supervisado consiste en entrenar la red a partir de un conjunto de datos compuesto por patrones de entrada y salida. El objetivo del algoritmo es ajustar los pesos de la RNA, de manera tal que a partir de una cierta entrada, la salida generada sea lo más parecida a la salida verdadera. En tal sentido, la RNA trata de encontrar un modelo al proceso desconocido que generó la salida. En cambio, en el aprendizaje no supervisado se presenta sólo un conjunto de patrones a la red y el objetivo del algoritmo de aprendizaje es ajustar los pesos de la red, de manera tal que ésta encuentre alguna estructura o configuración presente en los datos sin conocimiento de los valores de salida. Como ejemplo de este último caso se puede mencionar los Mapas Autoorganizados *SOM (Self-organizing Maps)* desarrollados por Kohonen (1990).

Una vez finalizado el entrenamiento, se comprueba la eficiencia de la red a partir de la modelación de un conjunto de datos de entrada, para los cuales no se conocen los valores de salida. Obviamente, estos valores no deben haber sido utilizados en la fase de entrenamiento.

4.1.2 Modelo de red neuronal tipo perceptrón multicapa

El Perceptrón multicapa MLP es una red de alimentación hacia adelante (*feedforward*¹) compuesta por una primera capa de unidades de entrada (neuronas receptoras), otra capa de unidades de salida y un número determinado de capas ocultas. La capa de entrada posee tantas unidades como elementos tenga el vector de información que se va a introducir. Por su parte, la capa de salida representa las decisiones que toma la RNA y tendrá tantas neuronas como variables de salida tenga el problema considerado. La información proveniente de la capa de entrada es ponderada por los pesos que unen las neuronas de la capa oculta con las neuronas de la capa de salida. Las capas ocultas forman parte de la

¹ El término *feedforward* hace referencia al hecho de que la información avanza de una capa a la siguiente de forma unidireccional, sin retroceder ni realimentarse.

generación de la red y es donde se realizan los cálculos. Éstas proporcionan los grados de libertad a la RNA, a fin de que sea capaz de representar de la manera más exacta posible las características del entorno que se pretende modelar. En cada neurona de las capas ocultas ocurre un proceso matemático consistente en la suma de las multiplicaciones de cada dato de información por sus pesos sinápticos, que será el dato a introducir en la función de activación. El resultado de esta función se enviará a cada neurona de la capa de salida. Por lo tanto, cada neurona de la capa oculta tendrá tantas conexiones como neuronas de salida hay y cada neurona de salida recibirá tantos flujos de información como neuronas existan en la capa oculta.

En esta tesis se adoptan como funciones de activación para las neuronas de las capas ocultas y de la capa de salida, la función tangente hiperbólica y la función lineal, respectivamente. En la Figura 4.3 se muestra el esquema de una RNA tipo MLP.

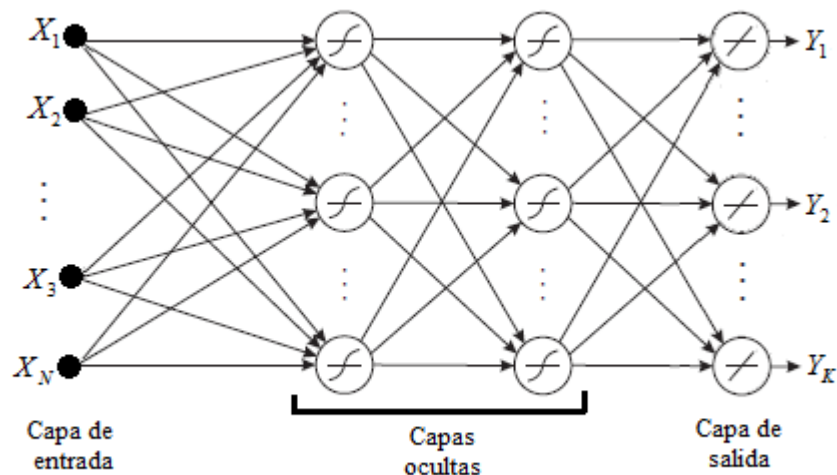


Figura 4.3. Estructura de una RNA tipo MLP.

Desde el punto de vista matemático, el perceptrón multicapa con solo una capa oculta se representa mediante la siguiente expresión

$$Y_i = g_1 \left[\sum_{j=1}^L \bar{v}_{ij} \left(g_2 \sum_{r=1}^N v_{jr} X_r \right) \right], \quad (4.4)$$

donde \bar{v}_{ij} es el peso sináptico de la conexión entre la unidad de salida Y_i (donde $i = 1, \dots, K$) y la neurona j de la capa oculta, K es el número total de unidades en la capa de salida, L es el número de neuronas de la capa oculta, g_1 es la función de transferencia de las unidades

de salida (función lineal), v_{jr} es el peso sináptico que conecta la neurona j de la capa oculta con la unidad de entrada X_r (donde $r = 1, \dots, N$), N es el número total de unidades en la capa de entrada y g_2 es la función de transferencia de las unidades de la capa oculta (función tangente hiperbólica).

El número de capas ocultas y su tamaño son parámetros a determinar según el tipo de problema a resolver, ya que no existe una única metodología que permita obtener la estructura más adecuada. En general, es posible recurrir a la experiencia basada en problemas similares o, en la mayoría de los casos, es necesario realizar varias pruebas con diferentes configuraciones de estructuras para definir la más correcta.

Una vez determinada la estructura de la red, es necesario seleccionar el algoritmo de aprendizaje. En esta tesis, el entrenamiento de la RNA tipo MLP se realiza a través de un aprendizaje supervisado mediante el algoritmo de retropropagación del error BP (*BackPropagation*) (Rumelhart *et al.*, 1986; Bishop, 1995). Dicho algoritmo es una generalización de la regla delta propuesta por Widrow y Hoff (1960). En el proceso de entrenamiento se comienza considerando los pesos sinápticos de manera aleatoria y a partir del vector de entrada se propaga la señal a través de todas las capas intermedias, hasta generar una estimación de las salidas. Luego, estas salidas se comparan con las deseadas obteniéndose un error, que se utiliza para ajustar los pesos de la red. Dicho ajuste comienza en la capa de salida y continuando de atrás hacia delante, hasta llegar a la capa de entrada. Este proceso se realiza de manera iterativa, a los efectos de que la salida de la red se aproxime cada vez más a la deseada, hasta llegar a un estado estable donde la red es capaz de establecer una relación funcional dentro de un error objetivo prefijado. Para cuantificar este error se utiliza el error cuadrático medio mse (*mean square error*) definido como

$$mse = \frac{1}{2M} \sum_{p=1}^M \sum_{i=1}^K \left[\hat{Y}_i(p) - Y_i(p) \right]^2, \quad (4.5)$$

donde M es el conjunto de vectores de entrenamiento (siendo $p = 1, 2, \dots, M$), $\hat{Y}_i(p)$ es la salida de la unidad i estimada y $Y_i(p)$ es la salida deseada (verdadera). El proceso de aprendizaje se realiza acumulando las variaciones de los pesos y al final de cada iteración, actualizando a la vez todos los pesos, considerando los p vectores de datos de manera simultánea.

Existen diferentes métodos de optimización para utilizar en el algoritmo de retropropagación del error. Los más utilizados son aquellos basados en el gradiente, donde

la matriz de los pesos de la red se va actualizando siguiendo la dirección negativa del gradiente de la función de error. Dependiendo de como se utilice la información del gradiente se tienen algoritmos de aprendizaje de primer orden, como el gradiente descendente o algoritmos de aprendizaje más complejos denominados de segundo orden, como los algoritmos de gradiente conjugado o los basados en la metodología de Levenberg-Marquardt (Nelles, 2001; Rao, 2009). En particular, este último es una combinación entre el método de Newton y el método de gradiente descendente y es el que se utiliza en esta tesis.

El algoritmo Levenberg-Marquardt utiliza la aproximación de la matriz Hessiana \mathbf{H} y el vector gradiente \mathbf{G} de la función de error para estimar el vector de pesos $\mathbf{v}(s+1)$, correspondiente a la iteración $s+1$, de la siguiente forma

$$\mathbf{v}(s+1) = \mathbf{v}(s) - (\mathbf{H} + \mu \mathbf{I})^{-1} \mathbf{G}, \quad (4.6)$$

donde $\mu \mathbf{I}$ es un mecanismo de control para garantizar la convergencia del algoritmo siendo \mathbf{I} la matriz identidad y μ un valor escalar. De esta manera, cuando el valor de μ es cero, la ecuación (4.6) se convierte en una aproximación del método de Newton, usando la matriz Hessiana aproximada. Cuando μ toma un valor grande, el algoritmo se convierte en el método de gradiente descendente, con un paso pequeño, dado por la inversión de la matriz encerrada entre paréntesis. El método de Newton es más rápido y más adecuado para aplicar cuando se está en las proximidades de un mínimo del error, por lo que se desea pasar a este método lo más rápido posible. En tal sentido, si el algoritmo tiene una clara tendencia hacia la convergencia, se disminuye el valor de μ , con el fin de aumentar el efecto de la matriz \mathbf{H} y de esta manera se garantiza que el algoritmo se comporte como el método de Newton. En caso contrario (si el error aumenta) se incrementa el valor de μ , con el fin de minimizar el efecto de la matriz \mathbf{H} y la actualización de los pesos se realiza esencialmente con el algoritmo de gradiente descendente.

Por otro lado, durante la etapa de aprendizaje, la RNA puede presentar problemas de sobreentrenamiento, caracterizados por una respuesta inadecuada de la red ante datos de entrada diferentes a los datos que se utilizaron para el proceso de aprendizaje. Esto es debido al exceso de flexibilidad (muchos pesos adicionales) o rigidez (no puede adaptarse correctamente a varias muestras de entrada-salida de datos). Para evitar esto, se utilizan distintas técnicas de *regularización*, cuyo objetivo es minimizar el fenómeno del sobreentrenamiento. En tal sentido, en esta tesis se utilizan dos métodos para evitar esto. El primero corresponde al método de *validación cruzada* (Bishop, 1995). Éste consiste en

dividir los datos en dos partes, una parte se utiliza como conjunto de entrenamiento para ajustar los pesos y, la otra parte, llamada conjunto de validación, se utiliza para estimar el error de generalización, es decir, la tasa de predicción incorrecta con datos diferentes a los utilizados en el proceso de entrenamiento. Como el objetivo final es lograr un error de generalización pequeño, entonces se entrenará la RNA hasta que alcance un mínimo de dicho error de validación. Es por ello que se toma como criterio de finalización del entrenamiento la tendencia ascendente del error de validación.

Adicionalmente, se aplica el método de regulación en combinación con el algoritmo Levenberg-Marquardt, utilizando una función de rendimiento diferente del error cuadrático medio (mse) de los datos de entrenamiento. La función modificada involucra un término que consiste en la media de la suma de los cuadrados de los pesos de las conexiones de la red. De esta manera, la nueva función de desempeño se expresa como

$$msereg = \gamma mse + (1 - \gamma) msw, \quad (4.7)$$

siendo γ la tasa de rendimiento y

$$msw = \frac{1}{P} \sum_{i=1}^P v_i^2, \quad (4.8)$$

donde v_i representa a cada uno los pesos i (lineales y no lineales) de la red y P es la cantidad total de pesos de la red. Usando esta nueva función de error, se fuerza a la red a tener pesos más pequeños, lo que trae aparejado una respuesta más suave y disminuye la tendencia al sobreajuste. El problema de la regularización radica en la dificultad de determinar un valor óptimo para la tasa de rendimiento. Si este parámetro es muy grande, la red tiende a sobreajustar, mientras que si es muy pequeño, la red no se ajusta adecuadamente a los patrones de entrenamiento. Una manera de resolver este problema es encontrar una rutina de regularización automatizada, que optimice la definición de este parámetro. Un enfoque para lograrlo se conoce como *regularización bayesiana* (Mackay, 1992) en el que los pesos de la red se asumen como variables aleatorias con distribuciones específicas, de manera que los parámetros de la regularización son asociados a las varianzas desconocidas relacionadas a dichas distribuciones. De esta manera, es posible estimar los parámetros empleando técnicas estadísticas. Una descripción más detallada de este enfoque y su combinación con otras técnicas puede encontrarse en (Foresee y Hagan, 1997).

4.1.3 Modelo de red neuronal de regresión generalizada

El modelo neuronal de Regresión Generalizada GRNN, fue propuesto y desarrollado inicialmente por Specht (1991) y posee la propiedad de no requerir ningún entrenamiento iterativo (a diferencia de la RNA tipo MLP), es decir, puede aproximar cualquier función arbitraria entre vectores de entrada y salida, realizando la estimación de la función directamente a partir de los datos de entrenamiento.

En términos generales, durante la etapa de aprendizaje cada vector de entrada es asignado a una neurona de la capa oculta, es decir, la red presenta tantas neuronas en la capa oculta como vectores de entrada existen en el conjunto de entrenamiento, y las salidas deseadas se disponen a manera de los pesos sinápticos que unen el vector de entrada con las neuronas de salida. Es así que el entrenamiento es en un solo paso y su estructura garantiza un mejor desempeño conforme el conjunto de entrenamiento es mayor (a medida que el número de datos de entrada crece, el error de estimación tiende a cero).

Esta red se basa en la teoría estadística de regresión no-lineal, cuya expresión es

$$E[Y / X] = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} Y f(X, Y) dy}{\int_{-\infty}^{\infty} f(X, Y) dy}, \quad (4.9)$$

donde $E[Y/X]$ es el valor esperado de la salida dado el vector de entrada X , Y es un escalar que representa la salida y $f(X, Y)$ es la función de densidad conjunta de probabilidad de X e Y . Básicamente, el modelo de GRNN es un método para estimar la función de probabilidad conjunta $f(X, Y)$, sólo a través del conjunto de entrenamiento, mediante el estimador de Parzen (1962). A partir de éste, el valor esperado de la salida se expresa como

$$\hat{Y}_i = \frac{\sum_{r=1}^N Y_{ri} h_r}{\sum_{r=1}^N h_r}, \quad (4.10)$$

donde \hat{Y}_i es la respuesta estimada de la salida i , Y_{ri} es la salida deseada i correspondiente al vector de entrenamiento r (que actúa como peso durante la etapa de aprendizaje) y h_r es la salida de una neurona en la capa oculta (función de activación), determinada según la siguiente expresión

$$h_r = \exp\left(\frac{-|X - v_r|^2}{2\sigma_r^2}\right), \quad (4.11)$$

siendo una extensión de la función multivariante gaussiana, donde v_r es el vector determinado por el centro de la neurona r de la capa oculta y σ_r es el parámetro de normalización o factor de escala. Este coeficiente mide la *anchura* de la curva gaussiana y está directamente relacionado con las habilidades de generalización de la red (controla la dispersión de la función y, por lo tanto, la suavidad de la aproximación).

Las neuronas de la capa oculta calculan la diferencia (a través de la distancia euclidiana) entre el vector de entradas X y los pesos sinápticos, denominados centroides v_r , y a esta diferencia le aplican una función radial con forma gaussiana. Cuando la distancia entre X y v_r decrece, la función crece. Su máximo se presenta cuando esta diferencia es igual a cero, momento en el cual la función devuelve un valor igual a uno. Cuando se presenta un vector de entrada, cada neurona de la capa oculta, con funciones de transferencia de base radial, darán una u otra salida, dependiendo de lo cerca que está el vector de entrada de los pesos sinápticos. Así las salidas son un promedio pesado de los valores deseados de los casos de entrenamiento cercanos al patrón de entrada.

Los únicos parámetros libres que deben adaptarse son las dispersiones σ_r . En consecuencia, no es necesario modificar los pesos de las conexiones a través de un entrenamiento repetitivo, lo que se traduce en una mayor velocidad de aprendizaje, dado que el único proceso es la ubicación de los centros y el ajuste de los valores de σ_r .

La estructura de dicha red está compuesta por tres capas y se muestra en la Figura 4.4. La primera capa representa el vector de entradas X , la segunda corresponde a la capa oculta y constituye la diferencia fundamental respecto a la RNA tipo MLP. En esta capa la cantidad de neuronas se determina a partir del vector de entrada y el valor de las neuronas se especifica mediante la expresión (4.11). Finalmente, en la tercera capa se calcula, en primera instancia, las sumatorias correspondientes al denominador y al numerador de la expresión (4.10), para luego determinar el conjunto de salidas normalizadas. En la etapa de entrenamiento se utilizan funciones de activación de base radial y lineal en la capa oculta y de salida, respectivamente.

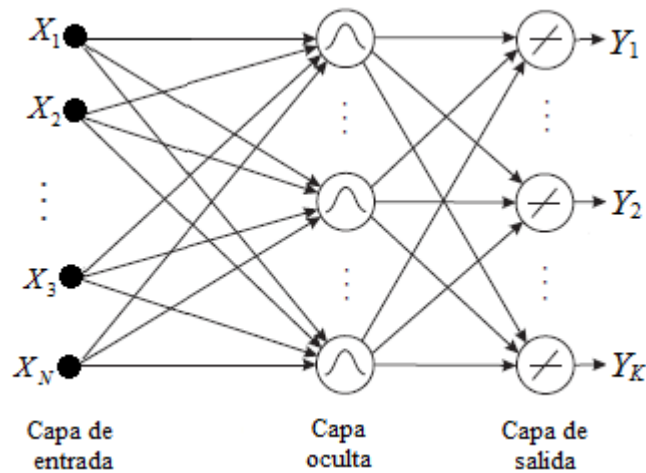


Figura 4.4. Estructura de una GRNN.

La configuración del modelo de red GRNN es un proceso casi instantáneo, debido a la adaptación de los vectores de entrada con la capa oculta y al uso de los vectores de salida deseada, como pesos en la capa de salida. Como se comentó previamente, no se requiere entrenamiento supervisado para su construcción, por lo que el rendimiento de la red puede ser influenciado únicamente a partir de los cambios del valor de la función de activación de la capa oculta.

4.1.4 Consideraciones acerca de los modelos de RNA

La elección de los dos tipos de RNAs descriptos en las secciones anteriores se debe básicamente a dos aspectos. Por un lado, ambos modelos son ampliamente conocidos y han sido utilizados como herramienta de predicción con resultados muy satisfactorios. En segundo lugar, ambos modelos presentan tiempos de entrenamiento relativamente bajos, siempre y cuando las estructuras se seleccionen adecuadamente, en función de los valores de los parámetros de diseño de cada una de ellas.

Comparando los modelos adoptados es posible determinar las diferencias más importantes. En tal sentido, la GRNN pueden tener una sola capa oculta, mientras que el MLP pueden tener un número indeterminado de ellas. Por otro lado, a diferencia del MLP, donde el argumento de la función de activación de una neurona es el producto interior entre el vector de entrada y el vector de pesos asociado a dicha neurona, en la GRNN el argumento es la distancia entre el vector de entrada y un vector que representa el centro de la neurona. Además, el MLP calcula aproximaciones *globales* del mapeo no lineal entre entradas y salidas, mientras que la GRNN utiliza no linealidades exponencialmente

decrecientes (funciones de tipo Gaussiano) y construye aproximaciones *locales* del mapeo entre las entradas y salidas. Las diferencias en las tipologías de ambas redes resulta un factor interesante, debido a que es posible contrastar dos estructuras de características bien diferenciadas.

Existen varios algoritmos para realizar el proceso de optimización y entrenamiento de las RNAs. En particular, el programa Matlab[®] presenta un “paquete de herramientas” (*toolbox*) destinado exclusivamente para definir y entrenar varios tipos de RNAs. Los algoritmos empleados en este paquete están optimizados de manera tal que la velocidad de cálculo y el consumo de memoria son los mínimos posibles. En esta tesis se utiliza esta herramienta para realizar el entrenamiento de los modelos de RNAs.

4.2 Estrategias de construcción de los metamodelos acústicos

A continuación se presentan distintas estrategias utilizadas en esta tesis para obtener los metamodelos acústicos. Los modelos resultantes serán utilizados en un enfoque de rediseño acústico.

4.2.1 Selección de las variables para el entrenamiento de las RNAs

La correcta elección de los datos de entrenamiento constituye un factor muy importante, para lograr un adecuado desempeño de los metamodelos obtenidos en base a la técnica de RNAs. En el estudio sistemático de la acústica de recintos es posible utilizar el nivel de propagación sonora SP (2.35) para establecer la relación entre los niveles sonoros y las potencias de las fuentes. En tal sentido, en esta tesis se utiliza este parámetro como un coeficiente de influencia, que permite expresar la variación sonora en un determinado punto receptor producida por una potencia sonora unitaria, en función de las características geométricas y acústicas de los recintos analizados. Conocidas estas relaciones para diferentes combinaciones de ubicaciones fuente-receptor y de propiedades geométricas y acústicas interiores, es posible caracterizar el recinto en su totalidad. Consecuentemente, para el entrenamiento de las RNAs, se considera como variable de salida el nivel de propagación sonora SP .

Por su parte, las variables de entrada se seleccionaron en función del grado de dependencia de las mismas, en la estimación del nivel SP para el tipo de recinto analizado. Para ello, se consultaron algunas publicaciones pertinentes, donde se han estudiado como

afecta al campo sonoro las variaciones de distintos parámetros acústicos y geométricos en recintos destinados a la actividad industrial (Ondet y Sueur, 1994; Hodgson, 2003). A partir de esto, se eligieron 10 variables como las más representativas. Éstas son: largo del recinto (L); sección del recinto ($Secc = W \times H$); coordenadas del receptor (r_x, r_y); coordenadas de la fuente j (rs_{jx}, rs_{jy}); distancia entre la fuente y el receptor ($dist_{rs-r}$); coeficiente de absorción de los materiales de las paredes y del techo (α_{techo} y $\alpha_{paredes}$) y densidad de objetos distribuidos en el interior (ϑ_{fit}). De tal forma, la función utilizada para el entrenamiento de las RNAs tipo MLP y GRNN, queda expresada de la siguiente manera

$$SP_{jf} = F(L, Secc, r_x, r_y, rs_{jx}, rs_{jy}, dist_{rs-r}, \alpha_{techo_f}, \alpha_{paredes_f}, \vartheta_{fit_f}), \quad (4.12)$$

donde F es una función general y f representa la frecuencia considerada.

4.2.2 Generación de la base de datos y formulación de los metamodelos

La generación de los datos de entrenamiento puede realizarse utilizando diferentes modelos acústicos, cuya elección dependerá del tiempo computacional asociado y de la necesidad de representar con mayor detalle el campo sonoro en los recintos analizados. En esta tesis se implementan tres metodologías para tal fin (estrategias A, B y C). En todos los casos, el procedimiento se realiza para una familia de recintos industriales multi-fuente con diferentes características geométricas y acústicas.

La estrategia A contempla la obtención de los datos de entrenamiento, a partir de la utilización de un modelo computacional basado en la técnica de trazado de rayos. En particular, se utiliza el programa comercial SoundPlan[®]. Las características principales del algoritmo fueron presentadas en la sección 2.3.3. La elección de esta técnica radica en su relativo bajo costo computacional y en su adecuada eficiencia, para simular la acústica en recintos industriales (Cortínez y Sequeira, 2009a).

La estrategia B se basa en la obtención de los datos de entrenamiento, mediante simulaciones con el MDAS reducido. Este modelo permite reducir notablemente los tiempos de cómputo en relación a la metodología anterior (Sequeira y Cortínez, 2011b).

Una vez entrenadas las RNAs, es posible obtener los coeficientes de influencia SP^e , donde el superíndice e ($e = A, B$) caracteriza la estrategia utilizada para la generación de la base de datos.

Luego, el metamodelo resultante se expresa como

$$L_{p_{jf}}^e(\mathbf{r}) = (L_{w_{jf}} - PT_{jf}) + SP_{jf}^e(\mathbf{r}), \quad (4.13)$$

donde $L_{w_{jf}}$ es el nivel de potencia sonora de la fuente j .

En particular, cuando la fuente se encuentra encapsulada, el nivel de potencia sonora se modifica a partir de las propiedades acústicas de los cerramientos asociados. En tal sentido, el término PT_{jf} de la expresión (4.13) representa la pérdida de transmisión sonora introducida por un potencial encapsulamiento acústico para la fuente j y para la frecuencia f . Para determinar el nivel sonoro global es necesario considerar la suma de los efectos, en cada punto receptor del recinto, generado por cada fuente j . Por lo tanto, dicho nivel se expresa como

$$L_{p_f}^e(\mathbf{r}) = 10 \log_{10} \left[\sum_{j=1}^M 10^{\frac{L_{p_{jf}}^e(\mathbf{r})}{10}} \right], \quad (4.14)$$

donde M es el número total de fuentes j .

En la Figura 4.5 se muestra un esquema de implementación de las estrategias A y B.

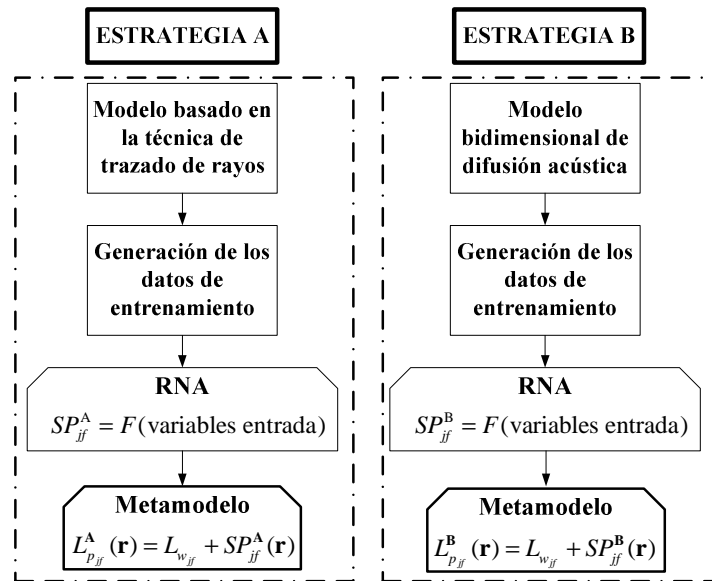


Figura 4.5. Esquemas de construcción de los metamodelos basados en las estrategias A y B.

Las estrategias mencionadas presentan un problema asociado a las técnicas de RNAs utilizadas, el cual consiste en las escasas propiedades de extrapolación de los metamodelos resultantes. En tal sentido, se propone una tercera metodología (estrategia C) que permite subsanar parcialmente esta desventaja. Para ello, se formula un enfoque que combina la estructura teórica clásica del modelo de campo difuso (2.48) con una RNA a los efectos

corregir parte de dicho modelo sólo donde se conoce que éste presenta una inexactitud considerable (Sequeira y Cortínez, 2009). El modelo resultante se define, generalmente, como “de caja gris”, ya que se trata de un modelo en que el sistema se divide en una serie de componentes que se resuelven de manera empírica, pero se utilizan algunos principios físicos o cierto conociendo *a propi* de como funciona el sistema (a diferencia de los modelos de caja negra donde las relaciones son completamente empíricas). De esta manera, se pretende minimizar los errores presentados por el modelo de campo difuso, aplicando una función de corrección, determinada previamente mediante la utilización de una RNA. Los datos para el entrenamiento de la red son los mismos empleados en la estrategia A (a partir del modelo de trazado de rayos).

Para comprender las ventajas potenciales del modelo de caja gris propuesto, supóngase, a manera de ejemplo, un error resultante de la RNA del orden de 10 %. Por otra parte, sea el error dado por el modelo de campo difuso del orden de 30 %. En tal caso si se utilizara una red neuronal solo a los efectos de corregir el modelo difuso, el error esperado sería del orden del 10 % del 30 % del valor del nivel sonoro, es decir un error del orden del 3 %. Este tipo de comportamiento se hace más evidente cuando el modelo es utilizado fuera de la región de entrenamiento de la red. Luego, el modelo resultante se utiliza para predecir las variaciones del campo sonoro, considerando geometrías desproporcionadas y características de absorción no uniformes, donde el modelo difuso presenta un ajuste pobre.

A partir de lo expuesto, el modelo acústico de caja gris queda determinado como

$$L_{p_{jf}}(\mathbf{r}) = L_{w_{jf}} + SP_{dif_{jf}}(\mathbf{r}) \times C_{jf}(\mathbf{r}) \quad (4.15)$$

donde $SP_{dif_{jf}}$ es el nivel de propagación sonora dado por el modelo de campo sonoro difuso y C_{jf} es una función de corrección que se utiliza para modificar el valor de propagación sonora, a fin de considerar los efectos locales de absorción y las características geométricas en el campo reverberante no difuso. Los valores de la función de corrección se determinan a partir de una función de entrenamiento similar a la establecida en (4.12)

$$C_{jf} = \frac{SP_{jf}}{SP_{dif_{jf}}} = F(L, Secc, r_x, r_y, rs_{jx}, rs_{jy}, dist_{rs-r}, \alpha_{techo_f}, \alpha_{paredes_f}). \quad (4.16)$$

En este caso no se considera la variable de entrada ϑ_{fit} (densidad de objetos) dado que el modelo de campo difuso no permite simular correctamente objetos distribuidos en el interior de recintos.

Finalmente, el nivel sonoro global se obtiene introduciendo la expresión (4.15) en (4.14). En la Figura 4.6 se muestra un esquema de la estrategia C.

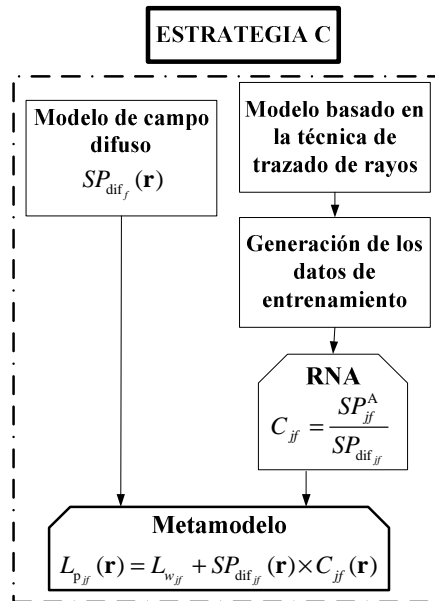


Figura 4.6. Esquema de construcción del metamodelo basado en la estrategia C.

Los metamodelos determinados mediante las diferentes estrategias señaladas serán validados y analizados en el Capítulo VII.

CAPITULO V

MÉTODOS DE CONTROL ACÚSTICO

En este capítulo, se presentan los tratamientos acústicos considerados en la metodología de diseño óptimo de recintos industriales, desarrollada en esta tesis. Básicamente, éstos contemplan el control del campo acústico reverberante y de las principales fuentes sonoras. En el primer caso, se estudia la utilización de distintos dispositivos absorbentes con configuraciones particulares, que permitan obtener soluciones acordes para el rango completo de frecuencias de interés. En el segundo caso, se analiza la utilización de encapsulamientos sobre las fuentes sonoras, en función de las propiedades aislantes de los cerramientos utilizados. A continuación, se describen los distintos métodos de control enunciados y se exponen los principales modelos utilizados para su representación.

5.1 Tratamientos sobre las superficies

El diseño de sistemas de control de ruido se basa en la utilización de modelos de simulación adecuados, para predecir la eficiencia de las diferentes soluciones técnicas adoptadas. Un factor importante en este sentido es la correcta caracterización de los mecanismos por los cuales la energía de las ondas sonoras se atenúa cuando es reflejada desde las superficies. Estos mecanismos de atenuación están relacionados con los materiales utilizados en las superficies y en los objetos presentes en el recinto, e influyen principalmente sobre el ruido reflejado, modificando las propiedades acústicas interiores. Muchas veces, cuando es necesario lograr un control de ruido con especificaciones rigurosas, las características naturales que presentan los materiales de construcción convencionales no son suficientes para satisfacer tales especificaciones y se hace necesario recurrir a materiales y estructuras especialmente formulados o acondicionados para obtener las propiedades acústicas requeridas (Miyara, 1999). En términos generales, la finalidad de los diversos materiales acústicos es reducir la energía acústica indeseable o perjudicial y optimizar la distribución de los sonidos útiles. A continuación se introducen los materiales y dispositivos acústicos y los modelos matemáticos asociados, utilizados en esta tesis para realizar el control acústico del campo reverberante.

5.1.1 Dispositivos para alta frecuencia: Materiales absorbentes porosos o fibrosos

Cuando una onda sonora incide sobre un material poroso o fibroso, la energía sonora se disipa en forma de energía térmica, debido a las múltiples reflexiones y roces viscosos que se generan dentro de los poros o intersticios de las fibras. Estos materiales, generalmente, presentan una alta absorción sonora en alta frecuencia.

Existen varios tipos de materiales absorbentes disponibles comercialmente. Entre los más conocidos y utilizados se pueden mencionar las fibras o lanas de vidrio y las lanas minerales. Estas últimas, pueden fabricarse con diferentes grados de densidad, mediante la utilización de resinas aglomerantes que permiten diversos grados de absorción. Se presentan en forma de fieltros o de paneles semirrígidos, que requieren alguna estructura auxiliar para sostenerlos, y en forma de tabiques autoportantes. Éstos suelen ser de mayor densidad y alcanzan coeficientes de absorción muy elevados (Miyara, 1999). Este tipo de material está en continuo desarrollo, apareciendo en el mercado no sólo las tradicionales lanas minerales, sino nuevas lanas textiles o con base de fibras naturales. Luego están las espumas de polímeros de células abiertas, como el poliuretano, la poliimida y la melamina. Por ser compuestos orgánicos, estas espumas son sensibles en mayor o menor grado a la llama. Por no ser un material fibroso, no existen erosiones (separaciones entre fibras) en presencia de vibraciones y/o flujo de fluidos. Sin embargo, debido a los poros abiertos, estos materiales pueden contaminarse con aceites u otras impurezas, que tienden a bloquear los orificios con el paso del tiempo.

En los últimos años, se ha investigado arduamente en la obtención de modelos y teorías para determinar el comportamiento acústico de distintos materiales absorbentes. En general, la propagación del sonido a través de un material absorbente homogéneo e isótropo está determinada por dos valores complejos, el *número de onda* k_c y la *impedancia característica* Z_c . Estos dos parámetros están directamente relacionados con la capacidad de absorción acústica.

Los modelos más básicos intentan predecir el comportamiento frecuencial de los materiales absorbentes en función de los parámetros mencionados. Ambos pueden ser medidos experimentalmente en laboratorio o in situ (Cox y D'Antonio, 2009). Existen a su vez, una gran cantidad de modelos empíricos y semi-empíricos que evalúan dichos parámetros a partir de dos de las propiedades más importantes de los materiales absorbentes: la *resistividad al flujo* del aire y la *porosidad*.

La resistividad al flujo es una medida de cuán fácil el aire puede penetrar en los poros

del material y de la resistencia que el flujo de aire encuentra a su paso. Se define como la resistividad específica al flujo por unidad de espesor de material

$$R = \frac{\Delta P}{u_{\text{flujo}} t_{\text{abs}}}, \quad (5.1)$$

donde ΔP es la diferencia de presión (pérdida de carga) entre los dos lados de una muestra de material por la cual se hace pasar aire, u_{flujo} es la velocidad del flujo de aire normal a dicha muestra y t_{abs} es el espesor del material. El procedimiento para la medida en laboratorio de la resistividad R es relativamente simple y esta normalizado (ISO 9053, 1991). Además, existen diversas formulaciones en la literatura que pueden utilizarse para estimar la resistividad al flujo. Por ejemplo, para la fibra de vidrio, la siguiente expresión puede ser utilizada (Bies y Hansen, 1980)

$$R = 7.95 \times 10^{-10} \left(\frac{\rho_m^{1.53}}{b^2} \right), \quad (5.2)$$

donde ρ_m es la densidad aparente del material y b el radio de las fibras.

El modelo empírico más conocido para estimar la propagación en materiales absorbentes es el de Delany y Bazley (1970). Esta formulación, obtenida a partir del ajuste de una gran cantidad de datos experimentales, permite estimar la impedancia característica Z_c y el número de onda complejo k_c , a partir de la resistividad al flujo R y de la frecuencia f . Las expresiones se definen como

$$\begin{cases} Z_c = \rho_0 c (1 + 0.05 \Xi^{-0.754} - j0.087 \Xi^{-0.732}), \\ k_c = \frac{\omega}{c} (1 + 0.0978 \Xi^{-0.7} - j0.189 \Xi^{-0.595}), \end{cases} \quad (5.3)$$

donde Ξ es un parámetro adimensional definido a partir de la siguiente expresión

$$\Xi = \frac{\rho_0 f}{R}. \quad (5.4)$$

Dado que el modelo precedente fue determinado de manera empírica, presenta ciertas restricciones en su aplicabilidad. En tal sentido, la porosidad, definida como la relación entre el volumen de vacío de los poros de la muestra del material en relación al volumen total de la muestra, debe ser cercana a 1. Esta propiedad se cumple para la mayoría de los materiales absorbentes porosos. Por otro lado, el parámetro Ξ está restringido a $0.01 \leq \Xi$

≤ 1 , ya que los valores medidos de R para obtener el modelo están limitados a $1000 \leq R \leq 50000 \text{ N s m}^{-3}$. Esto significa que la formulación es válida en un rango definido de frecuencias y, particularmente, los resultados son imprecisos a baja frecuencia ($f < 200 \text{ Hz}$). Sin embargo, la absorción de los materiales a estas frecuencias es relativamente baja, por lo que la imprecisión mencionada no es demasiado importante.

Varios autores han realizado diversas mejoras en el modelo mencionado, particularmente, a los efectos de extrapolar la aplicabilidad a diferentes materiales absorbentes. En tal sentido se pueden nombrar los trabajos de Miki (1986), Cummings y Beadle (1994), Voronina y Horoshenkov (2003) y Garai y Pompoli (2005), entre otros.

Los modelos mencionados son conocidos como modelos macroscópicos, ya que no contemplan la propagación dentro de los poros de los materiales absorbentes, y la impedancia y el número de onda complejo se determinan empíricamente.

Existen otros modelos que consideran información sobre las propiedades de propagación microscópicas de los absorbentes, tal como el tamaño de los poros y su orientación dentro del material. Estos modelos se denominan *fenomenológicos* e incorporan dos variables relevantes: la *tortuosidad* y la *dimensión característica*. La tortuosidad representa el efecto que la orientación de los poros, relativo a la onda sonora incidente, tiene sobre el camino de propagación. Cuanto más complejo sea el camino de propagación a través del material, mayor será la absorción del mismo. Por su parte, la dimensión característica está relacionada con las diferentes formas que adoptan los poros dentro del material. Según sean estas formas, los poros tendrán diferentes superficies y por lo tanto producirán distintos efectos térmicos y viscosos.

Dadas las propiedades de los materiales referidas a la resistividad al flujo, la porosidad, la tortuosidad y la dimensión característica, es posible calcular la impedancia característica y el número de onda complejo, considerando la propagación microscópica dentro de los poros. Entre la gran cantidad de modelos teóricos existentes, se pueden mencionar los desarrollados por Allard y Champoux (1992) y Allard y Atalla (2009) como algunos de los más robustos. Estos modelos proporcionan, en general, una buena visión física de los mecanismos de disipación de energía, pero son muy complejos y se necesita un conocimiento muy detallado de la microestructura de los materiales. Es por ello que, en general, son difíciles de formular adecuadamente dado que a menudo están basados en simplificaciones de la situación real. Kirby y Cummings (1999) sugieren que, cuando sea posible, la utilización de modelos empíricos es más recomendable, ya que éstos son más

fáciles de formular con precisión.

5.1.2 Dispositivos para baja frecuencia: Resonadores acústicos

Los materiales absorbentes se caracterizan por un rendimiento pobre en baja frecuencia, por lo cual en la práctica no son utilizados para corregir deficiencias acústicas en dicha banda. Hay dos tipos de estructuras que pueden utilizarse en este caso. Ambas se basan en la propiedad de los sistemas resonantes de disipar una importante cantidad de energía en las proximidades de su frecuencia de resonancia. Los dos tipos de resonadores más usados comúnmente en recintos son: la membrana resonante y el resonador de Helmholtz.

La membrana resonante consiste en una lámina o placa delgada que vibra en contra del aire encerrado en una cavidad. Adicionalmente, se puede ubicar material absorbente por detrás de ésta, para mejorar las propiedades de absorción. En este último caso, el absorbente no debe ubicarse muy cerca de la membrana, ya que esto podría inhibir el movimiento de la misma.

Por su parte, el resonador de Helmholtz se construye, habitualmente, a partir de un panel perforado con un material absorbente ubicado por detrás y frente a una superficie rígida con una cavidad de aire en medio. Esto permite lograr un gran desempeño del sistema resonante, ya que la energía generada por la masa de aire en los agujeros es amortiguada en la capa absorbente ubicada donde la velocidad de la partícula es mayor. En la Figura 5.1 se muestra esquemáticamente un panel perforado tipo resonador de Helmholtz.

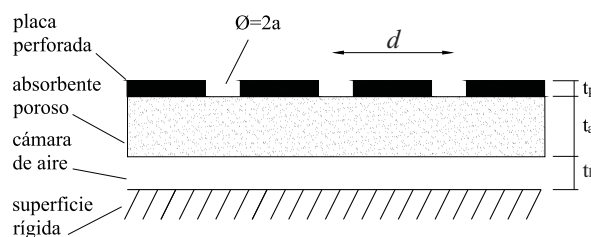


Figura 5.1. Configuración típica de un absorbedor tipo Helmholtz (adaptado de Cox y D'Antonio, 2009).

La primera investigación relacionada con las propiedades acústicas de los paneles perforados fue realizada por Bolt (1947). Bolt estimó la impedancia acústica de un panel perforado, a partir de la impedancia de un agujero y el porcentaje de área perforada del panel. Otros autores han implementado la misma idea, para calcular la impedancia acústica de un panel perforado en conjunto con una cámara de aire o material absorbente (Ingard y

Bolt, 1951; Allard y Atalla, 2009; Vér y Beranek, 2006). En particular, en el modelo de Vér y Beranek, la impedancia acústica específica normal Z_p de un panel perforado se determina mediante la siguiente expresión

$$\begin{cases} Z_p = \frac{\rho_0}{\varepsilon} \sqrt{8\nu\omega} (1+) + j \frac{\omega\rho_0}{\varepsilon} \left[\sqrt{\frac{8\nu}{\omega}} \left(1 + \frac{t_p}{2a} \right) + t_p + \delta \right], \\ \varepsilon = \frac{\pi a^2}{d^2}, \\ \delta = 0.85 (2a) \left[1 - 1.47\varepsilon^{1/2} + 0.47\varepsilon^{3/2} \right], \end{cases} \quad (5.5)$$

donde ε , t_p , a y d representan la porosidad de panel, el espesor del panel, el radio del agujero y la distancia entre agujeros, respectivamente, ν es la viscosidad cinemática del aire ($15 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$) y δ es el factor de corrección de borde que considera la impedancia de radiación del cuello de las perforaciones.

5.1.3 Dispositivos para baja y alta frecuencia: Paneles absorbentes múltiples

Es posible mejorar el rendimiento acústico de los absorbentes porosos o fibroso y de los resonadores acústicos, a partir de la utilización de diferentes combinaciones de capas de estos materiales, en conjunto con cámaras de aire. Esto permite asimismo ampliar el rango de frecuencias de absorción. Uno de los métodos más robustos para obtener la impedancia global del sistema es el modelo de matriz de transferencia (Cox y D'Antonio, 2009). La Figura 5.2 muestra la configuración utilizada de un panel multicapa para el caso de una onda plana con incidencia normal. Asumiendo continuidad de la presión sonora p y de la velocidad de la partícula u en los bordes de cada capa, es posible relacionar tales variables de la siguiente manera

$$\begin{bmatrix} p_i^{IZO} \\ u_i^{IZO} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{i+1}^{DER} \\ u_{i+1}^{DER} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_{ci}^{DER} t_i) & j \frac{\omega\rho_i}{k_i^{IZO}} \text{sen}(k_{ci}^{DER} t_i) \\ j \frac{k_{ci}^{DER}}{\omega\rho_i} \text{sen}(k_i^{DER} t_i) & \cos(k_{ci}^{DER} t_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_i^{DER} \\ u_i^{DER} \end{bmatrix}, \quad (5.6)$$

donde i es el número de la capa, p_i^{DER} y u_i^{DER} son la presión sonora y la velocidad de la partícula en el borde derecho de la capa i , p_{i+1}^{DER} y u_{i+1}^{DER} son la presión sonora y la velocidad de la partícula en el borde derecho de la capa $i+1$, p_i^{IZO} y u_i^{IZO} son la presión sonora y la

velocidad de la partícula en el borde izquierdo de la capa i , y t_i , ρ_i y k_{ci}^{DER} son el espesor, la densidad y el número de onda complejo de la capa i , respectivamente.

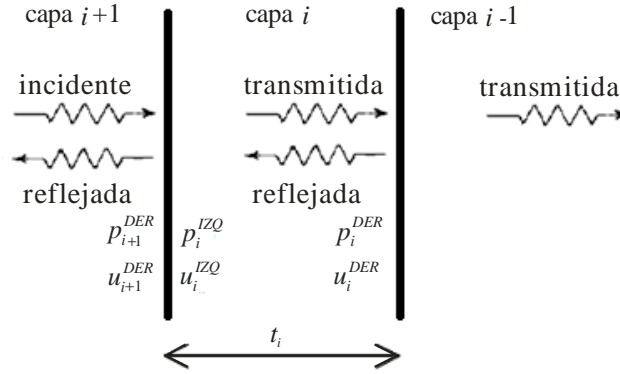


Figura 5.2. Representación geométrica de la propagación sonora a través de un panel multicapa (adaptado de Cox y D'Antonio, 2009).

Si se considera que en el borde derecho de la capa i la impedancia es Z_{Si} y en la capa i la impedancia característica es Z_i , entonces la impedancia en el borde derecho de la capa $i+1$ es

$$Z_{Si+1} = \frac{-jZ_{Si}Z_i \cot(k_{ci}^{DER}t_i) + Z_i^2}{Z_{Si} - jZ_i \cot(k_{ci}^{DER}t_i)}. \quad (5.7)$$

Esta formulación se puede aplicar de manera repetitiva a todas las capas que conforman el panel absorbente y de esta manera obtener la impedancia específica normal total del sistema.

Para el caso simple de una única capa de material absorbente ubicada sobre una superficie rígida, la impedancia sobre esta última (capa $i = 0$) es $Z_0^{IZQ} = \infty$ y la impedancia acústica del panel absorbente, a partir de (5.7), queda expresada de la siguiente manera

$$Z_{Si+1} = -jZ_i \cot(k_{ci}t_i), \quad (5.8)$$

donde Z_i y k_{ci} son la impedancia característica y el número de onda complejo para el material absorbente considerado.

La impedancia de una capa de aire ubicada frente a una pared rígida está representada por la misma expresión (5.8), contemplando los valores de la impedancia característica ($Z_i = \rho_0 c$) y del número de onda ($k_{ci} = \omega/c$) del aire.

Por otra parte, la matriz de transferencia para un panel perforado se escribe

$$\begin{bmatrix} p_i^{IZQ} \\ u_i^{IZQ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & Z_p \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_i^{DER} \\ u_i^{DER} \end{bmatrix}. \quad (5.9)$$

Si consideramos ahora que el panel perforado está ubicado a una cierta distancia de una superficie rígida, la impedancia específica normal de esta configuración queda definida mediante la siguiente expresión

$$Z_{Si+1} = Z_a + Z_p, \quad (5.10)$$

donde Z_p es la impedancia sonora del panel perforado y Z_a es la impedancia de la capa de aire obtenida mediante la expresión (5.8).

Una vez calculado el valor de la impedancia acústica para la configuración deseada, es posible obtener el coeficiente de absorción sonora para incidencia normal, a partir de la expresión (2.42). Dicha expresión se reescribe nuevamente, a los efectos de facilitar la lectura

$$\alpha(\omega) = \frac{4Z_R(\omega)Z_0}{(Z_R(\omega) + Z_0)^2 + Z_I(\omega)^2}, \quad (2.42)$$

donde $Z(\omega) = Z_R(\omega) + jZ_I(\omega)$ (2.41).

En esta tesis, se utiliza el modelo de transferencia presentado, para determinar los coeficientes de absorción de los dispositivos absorbentes múltiples considerados en el enfoque de diseño óptimo. Para ello, se adopta el modelo empírico de Delany y Bazley (5.3) para caracterizar las propiedades acústicas de los materiales absorbentes y el modelo de Vér y Beranek (5.5), para caracterizar la impedancia de los paneles perforados.

5.2 Tratamientos sobre las fuentes

El tratamiento acústico pasivo más efectivo sobre cualquier fuente sonora es el encapsulamiento. Este tipo de control puede abarcar desde recintos pequeños para fuentes de reducido porte, hasta grandes recintos donde sea factible alojar fuentes industriales de considerable tamaño.

El encapsulamiento consiste en rodear en su totalidad a la fuente, con cerramientos adecuados, a los efectos de reducir la emisión sonora. Estos cerramientos, generalmente, están conformados por distintos materiales aislantes y absorbentes. La cubierta aislante permite desvincular (acústicamente) la fuente sonora del resto del ambiente, mientras que el

material absorbente (ubicado del lado interno del cerramiento) permite disipar la energía generada en el interior. Un factor importante a considerar en la implementación de este dispositivo es asegurar el correcto funcionamiento de la fuente. Por lo tanto, en muchos casos es necesario proveer de ventilación interna, lo que puede resultar perjudicial para la aislación sonora, debido a las posibles filtraciones del sonido. En este sentido, la utilización de silenciadores acústicos, en los ductos de entrada y salida de ventilación, es una solución efectiva (Chiu y Chang, 2008). En la Figura 5.3 se muestra un esquema posible de este tipo de tratamiento en una fuente industrial.

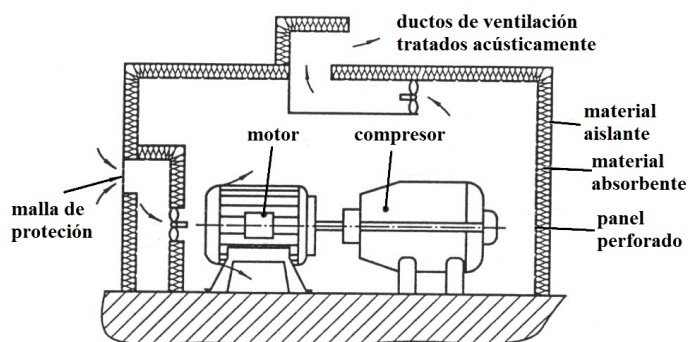


Figura 5.3. Esquema de encapsulamiento de una fuente industrial (adaptado de la norma ISO 15667, 2000)

Para evaluar las propiedades acústicas de los encapsulamientos, en función del grado de aislación generado, se utiliza el índice de pérdida de transmisión sonora PT (2.39). Este parámetro es dependiente de la frecuencia, e indica cuanto se atenúa la energía incidente al atravesar el cerramiento. El valor de la pérdida de transmisión PT puede ser estimado a partir de modelos establecidos en función de la frecuencia de análisis o puede ser determinado experimentalmente.

En esta tesis, los valores de pérdida de transmisión sonora se seleccionan a partir de valores obtenidos de la bibliografía técnica considerando diferentes materiales o estructuras aislantes, comúnmente, utilizadas en el control de ruido en ambientes industriales. A los efectos de simplificar el problema de diseño, se contemplan encapsulamientos del tipo ideal (es decir, no se consideran fugas o filtraciones del ruido para ninguna frecuencia de interés).

5.3 Variables utilizadas en el enfoque de diseño óptimo

En esta tesis se adoptan como variables de diseño los coeficientes de absorción sonora α , determinados a partir del tipo de material absorbente o de la configuración de paneles

múltiples utilizada, y los valores de pérdida de transmisión sonora PT , obtenidos a partir del tipo de cerramiento empleado para la confección del encapsulamiento. En la Figura 5.4 se muestra un esquema de un recinto industrial hipotético, junto con las variables de diseño seleccionadas.

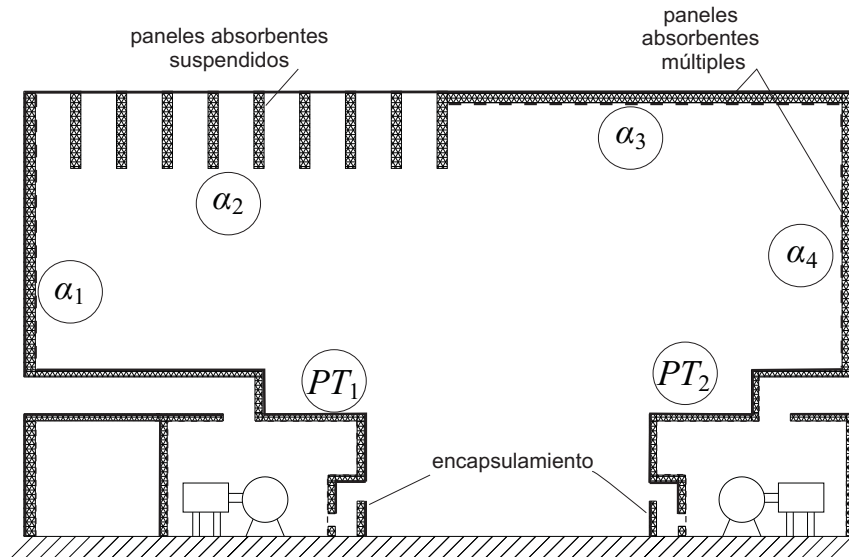


Figura 5.4. Esquema de un recinto industrial hipotético donde se muestran las variables de diseño utilizadas.

CAPITULO VI

ENFOQUE DE REDISEÑO ACÚSTICO ÓPTIMO: IMPLEMENTACIÓN NUMÉRICA Y TÉCNICAS DE OPTIMIZACIÓN

En este capítulo se presenta la formulación general del problema de rediseño acústico óptimo de recintos industriales, especificando las funciones objetivos y las restricciones para las etapas de identificación y diseño. Luego, se describe el método numérico utilizado para implementar el enfoque mencionado y la técnica de optimización empleada. Adicionalmente, se presenta una metodología, utilizando el enfoque propuesto, para optimizar la geometría de recintos destinados a la interpretación musical.

6.1 Formulación general del problema

El nivel de presión sonora es el parámetro más utilizado para caracterizar el campo acústico en recintos industriales. El nivel sonoro total $L_p(\mathbf{r})$, en un punto receptor \mathbf{r} , se expresa de la siguiente manera

$$L_p(\mathbf{r}) = 10 \log_{10} \left[\sum_{f=1}^{Nf} 10^{\frac{L_{p_f}(\mathbf{r})}{10}} \right], \quad (6.1)$$

donde Nf representa el número de frecuencias consideradas.

Generalmente, cuando se pretende evaluar el nivel sonoro de acuerdo a normativas laborales, se registra dicho nivel en bandas de frecuencias (bandas de octavas o tercios de octavas) y el nivel total se expresa con ponderación A. Esto permite asociar el grado de sensibilidad del oído con las frecuencias del nivel sonoro, de una manera normalizada. Consecuentemente, la expresión (6.1) se puede escribir como

$$L_{pA}(\mathbf{r}) = 10 \log_{10} \left[\sum_{f=1}^{Nf} 10^{\frac{L_{pA_f}(\mathbf{r})}{10}} \right], \quad (6.2)$$

donde $L_{pA_f}(\mathbf{r}) = L_{p_f}(\mathbf{r}) + \text{PondA}$, siendo PondA una función (representada mediante la curva de ponderación A) que adopta distintos valores dependientes de la banda de

frecuencias analizada.

6.1.1 Formulación del problema de identificación

El problema de identificación formulado en esta tesis, consiste en la determinación de los niveles de potencia sonora $L_{w_{jf}}$ y ubicaciones \mathbf{r}_j de cada fuente j , y de los coeficientes de absorción α_{kf} de los materiales interiores de cada superficie k , para cada banda de frecuencias f . Dicho problema se formula como uno de optimización matemática. En tal sentido, la metodología consiste en minimizar una función objetivo FO que evalúa la diferencia, en un sentido de mínimos cuadrados, entre los valores del nivel sonoro total $L_p(\mathbf{r})$ obtenidos mediante medición directa en diferentes puntos del recinto y aquéllos estimados a partir del modelo acústico.

A los efectos de validar la eficacia del enfoque de identificación propuesto, se utilizan valores numéricos pseudo-experimentales. Estos valores se obtienen, para el rango de media y alta frecuencia, utilizando la técnica de trazado de rayos implementada en el programa comercial CATT- Acoustic™.

Consecuentemente, el problema de optimización resultante se formula de la siguiente manera

$$(L_{w_{jf}}^+, \mathbf{r}_j^+, \alpha_{kf}^+) = \arg \min FO, \quad (6.3)$$

donde la función objetivo FO se expresa en la forma

$$FO = \sum_{i=1}^N (L_p(\mathbf{r}_i)_{[medido]} - L_p(\mathbf{r}_i)_{[estimado]})^2, \quad (6.4)$$

siendo N el número total de puntos receptores i . La minimización de la función objetivo está sujeta a las siguientes restricciones

$$\begin{cases} L_{w_{jf}}^{min} \leq L_{w_{jf}} \leq L_{w_{jf}}^{max}, \\ \mathbf{r}_j^{min} \leq \mathbf{r}_j \leq \mathbf{r}_j^{max}, \\ \alpha_{kf}^{min} \leq \alpha_{kf} \leq \alpha_{kf}^{max}, \end{cases} \quad (6.5)$$

donde $L_{w_{jf}}^{min}$, $L_{w_{jf}}^{max}$, \mathbf{r}_j^{min} , \mathbf{r}_j^{max} , α_{kf}^{min} y α_{kf}^{max} representan los valores mínimos y máximos adoptados del nivel de potencia sonora de la fuente j , de las coordenadas de dicha fuente y del coeficiente de absorción de la superficie k , para la banda f , respectivamente.

Generalmente, en una situación real se puede estimar, de manera parcial, el rango

potencial de las variables a identificar. De esta manera, es posible seleccionar un dominio razonable de búsqueda y no es necesario explorar el dominio completo de solución. Esto permite acotar el problema y aumentar las posibilidades de obtener resultados acordes en un menor tiempo.

6.1.2 Formulación del problema de diseño óptimo

A los efectos de implementar el enfoque de diseño óptimo, se consideran como variables de diseño los valores de pérdida de transmisión PT_{jf} , que podrán variar en función de tipo de encapsulamiento adoptado para cada fuente sonora j , y los coeficientes de absorción α_{kf} de cada superficie k del recinto, que dependerán del tipo de dispositivo absorbente utilizado, para cada banda de frecuencias f . Todos los demás parámetros acústicos se presuponen conocidos, es decir, se está suponiendo que ya se resolvió el problema de identificación.

En consecuencia y asumiendo que el costo de cada dispositivo absorbente es proporcional al área de cada superficie que se propone tratar y a la calidad acústica del material utilizado, y que el costo de cada encapsulamiento depende del grado de pérdida de transmisión que posee cada cerramiento, el problema de optimización se formula de la siguiente manera

$$(PT_j^+, \alpha_k^+) = \arg \min FO, \quad (6.6)$$

donde la función objetivo FO se corresponde con el costo de instalación y se expresa en la forma

$$FO(PT_j, \alpha_k) = \sum_{k=1}^{Ns} C_k S_k + \sum_{j=1}^M \bar{C}_j, \quad (6.7)$$

siendo Ns el número total de superficies S_k que se pueden tratar acústicamente, M es la cantidad de fuentes sonoras j factibles de acondicionar acústicamente mediante un encapsulamiento, C_k se define como el costo por unidad de superficie, en función del tipo de dispositivo absorbente utilizado, para tratar la superficie S_k y \bar{C}_j es el costo por unidad de encapsulamiento para la fuente j , según la pérdida de transmisión de cada tipo de cerramiento. La minimización de la función (6.7) está sujeta a la siguiente restricción

$$L_p(\mathbf{r}) \leq VLP, \quad (6.8)$$

donde VLP es un *Valor Límite Permisible* determinado según el problema y $L_p(\mathbf{r})$ es el nivel de presión sonora total, el cual se obtiene a partir de la expresión (6.1) ó (6.2).

6.1.3 Estimación del campo acústico: Ecuaciones a resolver

Para estimar la distribución sonora en el rango de baja frecuencia ($f < 250$ Hz), se hace uso de la ecuación no homogénea de Helmholtz y las correspondientes condiciones de borde. En el rango de media y alta frecuencia ($f > 250$ Hz), se utiliza el modelo bidimensional de difusión acústica (MDAS) general o reducido. En este último caso, se resuelve también el modelo de difusión acústico tridimensional (MDA) a los efectos de comparar los resultados obtenidos. Adicionalmente, se utilizan los metamodelos, generados a partir de la técnica de RNA, formulados en la sección 4.2.

En la Tabla 6.1 se presenta un compendio de las distintas formulaciones utilizadas para caracterizar el campo sonoro en recintos, en función de la frecuencia de interés. En particular, para el caso de alta frecuencia, se presenta el MDAS reducido ya que, como se verá más adelante, presenta una mejor relación precisión - costo computacional, en comparación con el MDAS general.

Baja frecuencia ($f < 250$ Hz)	Media y alta frecuencia ($f > 250$ Hz)
Ecuación gobernante (2.9)	Ecuación gobernante (MDAS reducido) (3.55)
$\nabla^2 P_f(\mathbf{r}) + k^2 P_f(\mathbf{r}) = -j\omega_f \rho_0 s_f(\mathbf{r})$ en V	$\frac{\partial G_f(x, y, t)}{\partial t} - D_{z1} \nabla_p^2 G_f(x, y, t) + (D_{z2} - \sigma_z) G_f(x, y, t) = q_{zj}(x, y, t)$ en Ω_r
Condiciones de borde (2.21)	Condiciones de borde (MDAS reducido) (3.56)
$\frac{\partial P_f(\mathbf{r})}{\partial \mathbf{n}} = -\frac{j\rho_0 \omega_f P_f(\mathbf{r})}{Z_{kf}}$ sobre S	$D_{z1} \frac{\partial G_f(x, y, t)}{\partial \mathbf{n}} + G_f(x, y, t) A_{zR} = 0$ sobre $\partial\Omega_r$
Nivel sonoro resultante (2.33)	Nivel sonoro resultante (MDAS reducido) (3.28)
$L_{p_f}(\mathbf{r}) = 20 \log_{10} \left(\frac{P_{rms_f}}{P_{ref}} \right)$	$L_{p_f}(\mathbf{r}) = 10 \log_{10} \left\{ \frac{\rho c}{P_{ref}^2} \left[\int_{V_s} \frac{q_f(\mathbf{r})}{4\pi r^2} e^{-r/\lambda_{fm}} dV_s + c\tilde{w}_f(\mathbf{r}) \right] \right\}$
	Nivel sonoro resultante (Metamodelos) (4.13) y (4.15)
	$L_{p_{ff}}^e(\mathbf{r}) = (L_{w_{ff}} - PT_{ff}) + SP_{ff}^e(\mathbf{r})$
	$L_{p_{ff}}(\mathbf{r}) = L_{w_{ff}} + SP_{dif_{ff}}(\mathbf{r}) + C_{ff}(\mathbf{r})$

Tabla 6.1. Formulaciones utilizadas para predecir el campo sonoro según el rango de frecuencias.

Tanto en la resolución de la ecuación de Helmholtz como en el MDAS, las fuentes sonoras se modelan como fuentes puntuales.

En la ecuación de Helmholtz, la velocidad volumétrica se define de la siguiente manera

$$s_f = \sum_{j=1}^M Q_{jf} \delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_j), \quad (6.9)$$

siendo Q_{jf} la amplitud de la velocidad de volumen para la fuente j y la banda f . Para las fuentes puntuales consideradas es posible expresar esta última en términos de la potencia sonora W_s en la forma

$$Q_{jf} = \sqrt{\frac{8\pi c W_{s_{jf}}}{\rho \omega_f^2}}. \quad (6.10)$$

En el MDAS, la potencia sonora volumétrica estacionaria, para la banda f , se expresa de la siguiente manera

$$q_f = \sum_{j=1}^M W_{s_{jf}} \delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_j) = \sum_{j=1}^M \left[10^{(L_{w_{jf}} - PT_{jf})/10} \times W_0 \right] \delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_j), \quad (6.11)$$

donde $W_0 = 10^{-12}$ Watts.

6.2 Implementación numérica: Método de los elementos finitos

Las soluciones analíticas de las ecuaciones diferenciales gobernantes para distintos problemas ingenieriles, pueden obtenerse solo si las condiciones de borde físicas pueden describirse en términos matemáticos simples. Esto raramente ocurre en situaciones reales por lo que, generalmente, es necesario utilizar métodos numéricos aproximados como el Método de los Elementos Finitos (MEF).

Si consideramos que el problema a resolver viene expresado por un conjunto de ecuaciones diferenciales $\mathbf{A}(\mathbf{u})$ y condiciones de borde $\mathbf{B}(\mathbf{u})$ de la forma

$$\mathbf{A}(\mathbf{u}) = 0 \quad \text{en } \Omega, \quad (6.12)$$

$$\mathbf{B}(\mathbf{u}) = 0 \quad \text{sobre } \Gamma, \quad (6.13)$$

donde Ω y Γ representan el dominio y el contorno del problema, respectivamente y \mathbf{u} es la función incógnita, la solución exacta requiere satisfacer las ecuaciones (6.12) y (6.13) en cada punto. Tanto la solución buscada como la ecuación diferencial pueden ser una sola o varias. Una solución aproximada del problema puede expresarse como

$$\mathbf{u} \approx \tilde{\mathbf{u}} = \sum_1^r \mathbf{N}_i \mathbf{a}_i = \mathbf{N} \mathbf{a}, \quad (6.14)$$

donde \mathbf{N}_i son funciones de forma, expresadas en función de variables independientes (tales como las coordenadas) y los parámetros \mathbf{a}_i son incógnitas. Luego es posible expresar la ecuación de la cual deben obtenerse los parámetros desconocidos \mathbf{a}_i , en una forma integral de la ecuación diferencial (6.12) y sus condiciones de borde (6.13)

$$\int_{\Omega} \mathbf{w}_j \mathbf{A}(\mathbf{N} \mathbf{a}) d\Omega + \int_{\Gamma} \bar{\mathbf{w}}_j \mathbf{B}(\mathbf{N} \mathbf{a}) d\Gamma = 0, \quad (6.15)$$

donde $\mathbf{A}(\mathbf{N} \mathbf{a})$ y $\mathbf{B}(\mathbf{N} \mathbf{a})$ representan el *residuo* que se obtiene al sustituir la solución aproximada en la ecuación diferencial y en las condiciones de borde, respectivamente; \mathbf{w}_j y $\bar{\mathbf{w}}_j$ (para $j = 1-n$) son funciones de ponderación y n es el número de incógnitas \mathbf{a}_i del problema ($n \leq r$).

Existen muchas formas de elegir las funciones de ponderación, de manera tal de ajustar los parámetros incógnita \mathbf{a}_i para que el error sea mínimo. Una de las más utilizadas es el método de Galerkin que consiste en adoptar como funciones de ponderación las funciones de forma originales ($\mathbf{w}_j = \mathbf{N}_j$). Así, la ecuación (6.15) proporciona un sistema de ecuaciones ordinarias de las cuales pueden calcularse los parámetros \mathbf{a}_i .

En muchas ocasiones es posible efectuar una integración por partes en la ecuación (6.15), logrando una reducción en el orden de las derivadas que aparecen en los operadores \mathbf{A} y \mathbf{B} (disminuyendo el orden de continuidad de las funciones \mathbf{N}), a costa de un mayor orden de continuidad en las funciones de ponderación.

A partir de la metodología presentada, es posible pasar de un sistema continuo de infinitos grados de libertad, regido por una ecuación diferencial o por un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito, cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones en número igual al número de nodos.

En esta tesis se utiliza el Método de los Elementos Finitos para resolver la ecuación de Helmholtz y las ecuaciones correspondientes a los modelos de difusión acústica.

6.2.1 Ecuación de Helmholtz

El campo sonoro producido en un dominio cerrado de volumen V y generado por una fuente sonora, con una distribución de velocidad volumétrica armónica $s(\mathbf{r}, \omega)$, puede ser modelado mediante la ecuación de Helmholtz no homogénea (2.9)

$$\nabla^2 P(\mathbf{r}, \omega) + k^2 P(\mathbf{r}, \omega) = -j\omega\rho_0 s(\mathbf{r}, \omega) \text{ en } V. \quad (6.16)$$

Las posibles condiciones de contorno asociadas se expresan como (ver sección 2.1.3)

$$\begin{cases} \frac{\partial P(\mathbf{r}, \omega)}{\partial \mathbf{n}} = 0 & \text{sobre } S_1, \\ \frac{\partial P(\mathbf{r}, \omega)}{\partial \mathbf{n}} = -j\omega\rho_0 \mathbf{U}(\mathbf{r}, \omega) \cdot \mathbf{n} & \text{sobre } S_2, \\ \frac{\partial P(\mathbf{r}, \omega)}{\partial \mathbf{n}} = -\frac{j\rho_0 \omega P(\mathbf{r}, \omega)}{Z(\omega)} & \text{sobre } S_3, \end{cases} \quad (6.17)$$

donde S_1 representa una superficie rígida, S_2 representa una superficie flexible, S_3 representa una superficie cubierta con un material absorbente y $S = S_1 + S_2 + S_3$ es la superficie total del volumen V .

Considerando una solución aproximada \tilde{P} para la ecuación (6.16), tal que la condición de contorno esencial en S_1 sea satisfecha de forma exacta y las otras dos de forma aproximada, es posible cuantificar la diferencia entre la solución aproximada y la exacta, por medio de los siguientes errores o residuos

$$\begin{cases} \nabla^2 \tilde{P} + k^2 \tilde{P} + j\omega\rho_0 s = \varepsilon_V \neq 0 & \text{en } V, \\ -\frac{\partial \tilde{P}}{\partial \mathbf{n}} - j\rho_0 \omega \tilde{\mathbf{U}} \cdot \mathbf{n} = \varepsilon_{S_2} \neq 0 & \text{sobre } S_2, \\ -\frac{\partial \tilde{P}}{\partial \mathbf{n}} - \frac{j\rho_0 \omega \tilde{P}}{Z} = \varepsilon_{S_3} \neq 0 & \text{sobre } S_3. \end{cases} \quad (6.18)$$

Recurriendo a los principios del método de los residuos ponderados, la solución se selecciona de forma tal que la media ponderada de los residuos sea cero

$$\int_V \bar{w} \varepsilon_V dV + \int_{S_2} \bar{w} \varepsilon_{S_2} dS_2 + \int_{S_3} \bar{w} \varepsilon_{S_3} dS_3 = 0, \quad (6.19)$$

donde \bar{w} es una función de ponderación arbitraria. Sustituyendo las expresiones (6.18) en (6.19), integrando por partes el primer término de la primera integral de la ecuación resultante y limitando la elección de \bar{w} a las funciones que se anulan en S_1 , se obtiene la siguiente expresión integral (Fahy y Walker, 2004)

$$\begin{aligned} \int_V \left(-\nabla \bar{w} \cdot \nabla \tilde{P} + k^2 \bar{w} \tilde{P} \right) dV - j\omega\rho_0 \int_{S_3} \frac{1}{Z} \bar{w} \tilde{P} dS_3 = \\ j\omega\rho_0 \int_{S_2} \bar{w} \mathbf{n} \cdot \tilde{\mathbf{U}} dS_2 + j\omega\rho_0 \int_V \bar{w} s dV. \end{aligned} \quad (6.20)$$

Utilizando la notación del MEF, la presión sonora puede ser expresada como

$$\tilde{P} = \sum_{i=1}^r N_i a_i, \quad (6.21)$$

donde a_i es el valor aproximado de la presión sonora en el nodo i y N_i es una función de forma asociada con ese nodo. Sustituyendo la ecuación (6.21) en (6.20) y adoptando $\bar{w} = N_j$ (método de Galerkin), resulta

$$\left[\int_V (-\nabla N_j \cdot \nabla N_i + k^2 N_j N_i) dV \right] a_i - j\omega\rho_0 \left[\int_{S_3} \left(\frac{1}{Z} N_j N_i \right) dS_3 \right] a_i = j\omega\rho_0 \int_{S_2} N_j \mathbf{n} \cdot \tilde{\mathbf{U}} dS_2 + j\omega\rho_0 \int_V N_j s dV. \quad (6.22)$$

La ecuación (6.22) puede ser escrita para cada nodo i . Utilizando notación matricial y contemplando que $k = \omega/c$, dicha ecuación puede expresarse genéricamente de la forma

$$(\mathbf{K} + j\rho_0\omega\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M})\mathbf{P} = -j\rho_0\omega\mathbf{f}, \quad (6.23)$$

donde

$$K_{ij} = \int_V \nabla N_j \cdot \nabla N_i dV, \quad (6.24)$$

$$C_{ij} = \int_{S_3} \frac{1}{Z} N_j N_i dS_3, \quad (6.25)$$

$$M_{ij} = \int_V \frac{N_j N_i}{c^2} dV, \quad (6.26)$$

$$f_j = \int_{S_2} N_j \mathbf{n} \cdot \mathbf{U} dS_2 + \int_V N_j s dV. \quad (6.27)$$

Finalmente, el sistema de ecuaciones planteado se resuelve mediante el MEF.

Debido a razones de estabilidad numérica, el tamaño de los elementos requeridos para discretizar el volumen del recinto, debe ser menor que el tamaño de la longitud de onda considerada para cada frecuencia de interés. Como regla práctica se aconseja utilizar entre 6 y 10 elementos por longitud de onda. De esta manera, se logra reconstruir adecuadamente la onda sonora en términos de su amplitud y fase en cada punto del dominio.

6.2.2 Ecuaciones de difusión acústica

La resolución analítica de los modelos de difusión acústica es factible solo en aquellos casos donde el recinto analizado se encuentra vacío y presenta una geometría relativamente

simple con condiciones de borde homogéneas (Picaut *et al.*, 1999a). En los casos donde la geométrica del recinto o las condiciones acústicas interiores presenten ciertas complejidades, es necesario resolver el enfoque numéricamente. En tal sentido, diferentes estrategias de solución se han utilizado como el Método de los Elementos Finitos (Valeau *et al.*, 2006), Diferencias Finitas (Navarro *et al.*, 2012) o el Método de los Elementos de Contorno (Corcoran y Burdisso, 2012).

En esta tesis se utiliza el MEF para resolver las ecuaciones correspondientes al modelo de difusión acústica tridimensional MDA y el enfoque bidimensional propuesto (MDAS general o reducido). Como se comentó anteriormente, la principal limitación que posee esta técnica (MEF) radica en el tamaño de los elementos que conforman la malla. Sin embargo, para la resolución de las ecuaciones de difusión, esta limitación no es de importancia debido a que el tamaño de la malla es más dependiente del camino libre medio que de la longitud de onda (Valeau *et al.*, 2006). En tal sentido, se puede utilizar la misma malla para todas las frecuencias o bandas de frecuencias de interés y solo se requiere que el tamaño de los elementos sea del orden (o menor) que un camino libre medio λ_r del recinto.

En particular, la resolución de la ecuación de difusión acústica tridimensional en su estado estacionario se expresa mediante el siguiente sistema (Valeau *et al.*, 2006)

$$-D\nabla^2 w(\mathbf{r}) + \sigma w(\mathbf{r}) = 0 \text{ en } V_r, \quad (6.28)$$

$$-D\nabla^2 w(\mathbf{r}) + \sigma w(\mathbf{r}) = \frac{W_s}{v} \text{ en } V_s, \quad (6.29)$$

donde V_s representa un subdominio del volumen v ocupado por la fuente, W_s es la potencia estacionaria de dicha fuente y V_r es el volumen total del recinto (descontando V_s) donde se calcula la densidad de energía sonora.

Para resolver el MDAS general o reducido en su forma estacionaria, se utiliza la misma metodología considerando las ecuaciones pertinentes.

Para obtener las curvas de decaimiento sonoro, se deben resolver las ecuaciones correspondientes en sus formas transitorias. Para ello, se consideran las siguientes condiciones iniciales (Valeau *et al.*, 2006)

$$w(\mathbf{r}, 0) = 0 \text{ en } V_r, \quad (6.30)$$

$$w(\mathbf{r}, 0) = w_0 \text{ en } V_s, \quad (6.31)$$

donde w_0 es el valor inicial de la densidad de energía contenida en el dominio de la fuente V_s . A partir de la solución de $w(\mathbf{r}, t)$ y utilizando la expresión del nivel sonoro reverberante

(3.23) es posible predecir el decaimiento sonoro (Schroeder, 1965). Con esta información se pueden calcular distintos indicadores acústicos como, por ejemplo, el tiempo de reverberación TR .

6.2.3 Descripción del programa computacional FlexPDE

Este programa computacional permite resolver numéricamente sistemas de ecuaciones diferenciales a derivadas parciales de primer y segundo orden, lineales y no lineales, para una, dos y tres dimensiones tanto para problemas estacionarios como dependientes del tiempo y de valores iniciales, considerando geometrías cartesiana, esférica o cilíndrica.

El problema a estudiar se define mediante la escritura de las ecuaciones gobernantes y de las condiciones de borde asociadas en un archivo de texto, denominado descriptor. Luego, el programa se encarga de obtener las ecuaciones variacionales correspondientes, utilizando el método de Galerkin, así como también la discretización del dominio a través de un mallado automático. Este mallado se densifica a partir de un valor de tolerancia de error en la solución de las ecuaciones nodales elegido por el usuario. Es posible además, ajustar la densidad del mallado de manera independiente en diferentes zonas dentro del dominio del problema.

El programa permite utilizar varios descriptores de manera secuencial (implementados en archivos tipo *BATCH*, de manera tal de poder transferir información entre ellos. Además, es posible ejecutar los descriptores desde otros programas computacionales. En tal sentido, en esta tesis el algoritmo de optimización (el cual se describe en la siguiente sección) se implementa en entorno Matlab[®] y desde este programa se invocan a los descriptores del programa FlexPDE[®] que resuelven los modelos acústicos de difusión y la ecuación de Helmholtz. El proceso de transferencia de datos ente ambos programas se repite de manera iterativa, hasta satisfacer un criterio de convergencia establecido.

6.3 Técnicas de optimización

El problema general de rediseño acústico óptimo formulado en la sección 6.1 se plantea como un problema de optimización matemática donde el objetivo consiste en seleccionar la mejor solución entre un conjunto de soluciones factibles. La elección del algoritmo de optimización es muy dependiente del tipo de variables y del carácter de la función objetivo utilizada. En general, existen dos tipos de técnicas de optimización: las deterministas y las heurísticas (Rao, 2009).

Las técnicas deterministas se basan en la información suministrada por el gradiente y pueden considerarse técnicas pseudo globales si se utiliza búsqueda inicial aleatoria. Son utilizadas en problemas simples de pocas variables y/o cuando el modelo presenta un costo computacional muy alto. Estas técnicas son locales y muy dependientes de las condiciones iniciales de las variables de diseño. Además, la función objetivo debe ser continua con respecto a dichas variables, es decir, no contemplan variables discretas.

Por su parte, las técnicas heurísticas son algoritmos exploratorios para la resolución de problemas en los que las soluciones se obtienen a partir de la evaluación del progreso logrado en la búsqueda de un resultado final (Michalewicz y Fogel, 2000). Durante esta búsqueda, se va actualizando la solución o conjunto de soluciones para obtener nuevas soluciones, que permitan acercarse más al resultado óptimo o que exploren nuevas zonas del espacio de soluciones con el fin de evitar los óptimos locales y, de forma iterativa, lograr una convergencia a una solución de alta calidad. En tal sentido, las técnicas heurísticas no aseguran soluciones óptimas, sino solamente soluciones válidas y suficientemente aproximadas.

Cuando una técnica heurística se generaliza de forma que pueda ser aplicada a cualquier tipo de problema recibe el nombre de metaheurística. Existen numerosas técnicas de optimización metaheurísticas, siendo algunas de las más populares: Algoritmos Genéticos y Evolutivos, Recocido Simulado, Búsqueda Tabú, Optimización basada en Colonia de Hormigas, etc. Estos algoritmos son la mejor opción cuando se consideran variables de diseño discretas aunque hay que tener en cuenta que en algunos casos los tiempos de cómputo pueden incrementarse notablemente. Una descripción detallada de estas técnicas puede encontrarse en el trabajo de Pétrowski y Taillard (2006).

En la siguiente sección se detalla el método de Recocido Simulado, que es el que se utiliza en esta tesis para resolver los problemas de optimización. La elección de tal método se debe a su facilidad de implementación y a su robustez. En particular, se utiliza una modificación de la versión clásica de dicho algoritmo que permite una mayor velocidad de convergencia.

6.3.1 Algoritmo de Recocido Simulado

El método de Recocido Simulado SA (*Simulated Annealing*) es una técnica heurística de optimización combinatoria, basada en una generación aleatoria de soluciones factibles, cuya principal característica es la de evitar convergencia local en problemas de gran escala (Burkard y Rendl, 1984). El concepto general del algoritmo fue desarrollado por

Kirkpatrick *et al.* (1983). El nombre de este método deriva de un proceso termodinámico (*annealing*), en el cual se somete a un metal a una máxima temperatura, de forma tal que se funde, luego se va disminuyendo la temperatura lentamente de manera que el metal fundido tienda a solidificarse hasta alcanzar un equilibrio térmico, caracterizado por una energía mínima. Un esquema controlado de disminución de la temperatura evita defectos en el metal. La optimización basada en esta técnica permite determinar diseños cuasi-optimales buscando la mejor solución, sin necesidad de asegurar la correcta elección de un punto inicial de búsqueda como se requiere en los algoritmos basados en descenso del gradiente.

Como se comentó, la principal ventaja de este algoritmo radica en evitar que la búsqueda de la solución finalice en óptimos locales. Para ello, el algoritmo permite que algunos movimientos sean hacia soluciones peores pero deben efectuarse de un modo controlado. Esto se logra regulando la frecuencia de los movimientos de escape, a partir de una función que permite disminuir la probabilidad de estos movimientos hacia peores soluciones conforme se avanza en la búsqueda.

El algoritmo comienza definiendo una configuración inicial de las variables de diseño X_0 , dentro de la región factible del problema. A partir de esto, se genera sucesivamente una nueva configuración X' , determinada en un dominio reducido $N(X)$ del entorno de la configuración actual X . En cada iteración, la nueva configuración X' es aceptada como actual, de acuerdo a la evaluación del cambio en la función objetivo $\Delta FO = FO(X') - FO(X)$. Si el cambio es negativo ($\Delta FO \leq 0$), la nueva configuración será admitida como la solución actual. En caso contrario ($\Delta FO > 0$), la aceptación del incremento será determinada en función de un cierto criterio probabilístico, definido como

$$\text{prob}(\Delta FO, T) = \exp\left(-\frac{\Delta FO}{T}\right) > \text{num}, \quad (6.32)$$

donde T es un parámetro de control de convergencia conocido como temperatura (el nombre de este último deriva de la analogía física del método) y num es un número aleatorio generado dentro del intervalo $[0,1]$. En consecuencia, las configuraciones con un valor de la función objetivo muy bajo son aceptadas incondicionalmente, mientras que las configuraciones con un valor de la función objetivo mayor son aceptadas con más probabilidad al principio, cuando la temperatura es alta, pero a medida que avanza el proceso (y la temperatura va disminuyendo), se hacen menos probables. Así, el algoritmo permite aceptar configuraciones peores que la actual, con el fin de escapar de los mínimos locales.

En la Figura 6.1 se muestra, de manera esquemática, el proceso de selección de la

solución, a los efectos de evitar la convergencia en un óptimo local. En la Figura 6.2 se presenta un esquema donde se muestra la selección del entorno de la solución, a medida que avanzan el número de iteraciones.

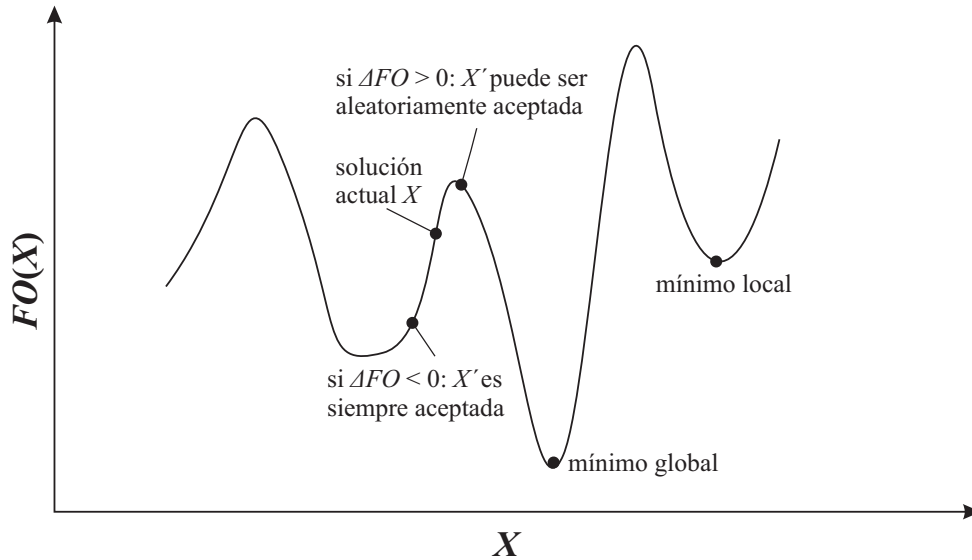


Figure 6.1. Algoritmo SA: proceso de selección de posibles soluciones para escapar de mínimos locales.

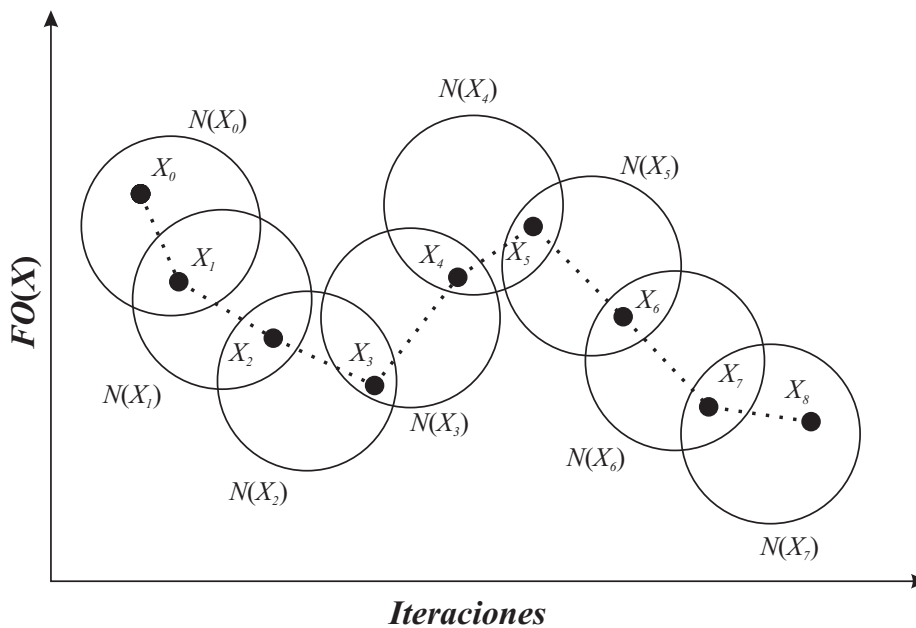


Figure 6.2. Algoritmo SA: selección del entorno de cada solución a medida que avanza el número de iteraciones.

La función que determina y controla el descenso de la temperatura T , juega un rol fundamental en la eficiencia del método. El esquema más utilizado por distintos autores es el geométrico, en el cual se disminuye T de acuerdo al siguiente criterio

$$T_{k+1} = \beta \times T_k, \quad (6.33)$$

siendo β el factor de enfriamiento y en general, $\beta \in [0.3, 0.999]$. El principal inconveniente que presenta la implementación de este esquema es el tiempo de ejecución necesario para obtener buenas soluciones. En algunos casos resulta más costoso que si se aplicara un método de resolución enumerativo (Lundy y Mees, 1986). En tal sentido, en este tesis, además del esquema geométrico mencionado, se utiliza una nueva estrategia (Vidal, 2003) cuyo principal objetivo es obtener un equilibrio entre el tiempo final de ejecución y el número de búsquedas. De esta manera se plantea la disminución de T , por medio de la siguiente expresión

$$T_{k+1} = \frac{T_k}{1 + T_k^2}. \quad (6.34)$$

Con este esquema modificado se logra disminuir T más rápidamente al inicio del algoritmo. El efecto más importante de esto es evitar aceptar en un comienzo la mayoría de las configuraciones factibles y en consecuencia reducir los tiempos de cálculo.

Al inicio del algoritmo se define una temperatura inicial T_0 y el sistema progresa de una temperatura T_k a otra T_{k+1} cuando un número de iteraciones n se ha completado. Para que todas las posibles soluciones puedan ser aceptadas con la misma probabilidad, T_0 debe ser suficientemente alta. Una expresión adecuada para T_0 , formulada por Pétrowski y Taillard (2006), está dada por

$$T_0 = r_a \times \max \Delta FO, \quad (6.35)$$

donde r_a es un valor escalar mucho mayor que 1.

Finalmente, el proceso se repite hasta que la temperatura alcance un valor final predefinido como T_{final} (criterio de convergencia establecido).

En la Figura 6.3 se muestra el diagrama de flujo del algoritmo implementado. Se observa que para determinar el nivel sonoro L_p , según el tipo de problema planteado (identificación o diseño), se debe resolver la ecuación de Helmholtz (para baja frecuencia) y los modelos de difusión acústica o los metamodelos (para alta frecuencia).

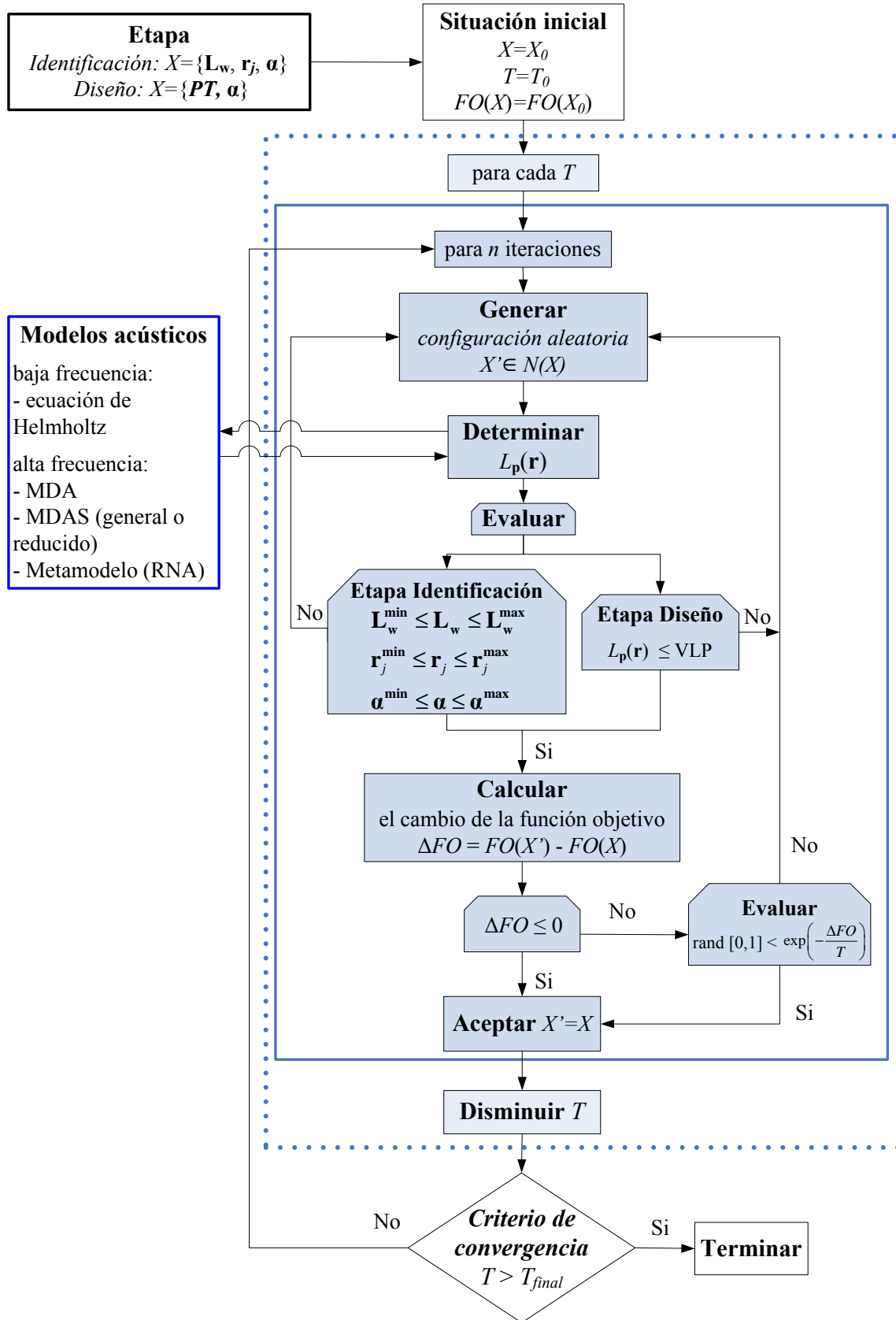


Figura 6.3. Diagrama de flujo del algoritmo SA.

6.4 Implementación integral del enfoque de rediseño acústico óptimo

El enfoque propuesto de rediseño se implementa integrando el programa Matlab[®] y la herramienta computacional basada en el Método de los Elementos Finitos, FlexPDE[®].

Para caracterizar el campo acústico de alta frecuencia ($f > 250$ Hz), se emplea la técnica de elementos finitos para resolver las ecuaciones diferenciales correspondientes al modelo de difusión acústica tridimensional y bidimensional (MDA y MDAS). Las respectivas condiciones de borde se modelan considerando el factor de absorción modificado (3.20), en función del grado de absorción de cada superficie interior del recinto. Como única limitación del cálculo por elementos finitos se procura que cada elemento que conforma el mallado tenga un tamaño mínimo del orden de un camino libre medio del recinto analizado. Las reflexiones sobre las superficies interiores pueden considerarse difusas, especulares o mixtas, en función de lo expuesto en el Capítulo III. Esto dependerá del ejemplo numérico analizado. Por otra parte, es posible además utilizar los metamodelos para caracterizar el campo sonoro de alta frecuencia. En este caso, se debe proceder según lo determinado en la sección 4.2.

La estimación del campo sonoro de baja frecuencia ($f < 250$ Hz) se obtiene resolviendo la ecuación de Helmholtz, a partir del Método de los Elementos Finitos implementado en el mismo programa mencionada anteriormente (FlexPDE[®]).

Luego, el proceso de optimización se realiza en entorno Matlab[®] vinculando iterativamente la soluciones de los modelos correspondientes, en función de la frecuencia analizada y la técnica de Recocido Simulado.

Dado el carácter heurístico de la técnica de optimización empleada, en cada ejemplo numérico estudiado se realizan varias simulaciones previas a los efectos de verificar la correcta convergencia del algoritmo en función de los parámetros de control empleados.

En la Figura 6.4 se muestra un esquema de implementación del enfoque de rediseño acústico óptimo en función de lo mencionado.

Previo al proceso de optimización contemplando alta frecuencia, se valida el modelo acústico correspondiente, a partir de comparaciones con la técnica de trazado de rayos, implementada en el programa de simulación CATT-Acoustic[™]. Dicha técnica se emplea también para simular los niveles sonoros pseudo-experimentales utilizados durante el proceso de identificación.

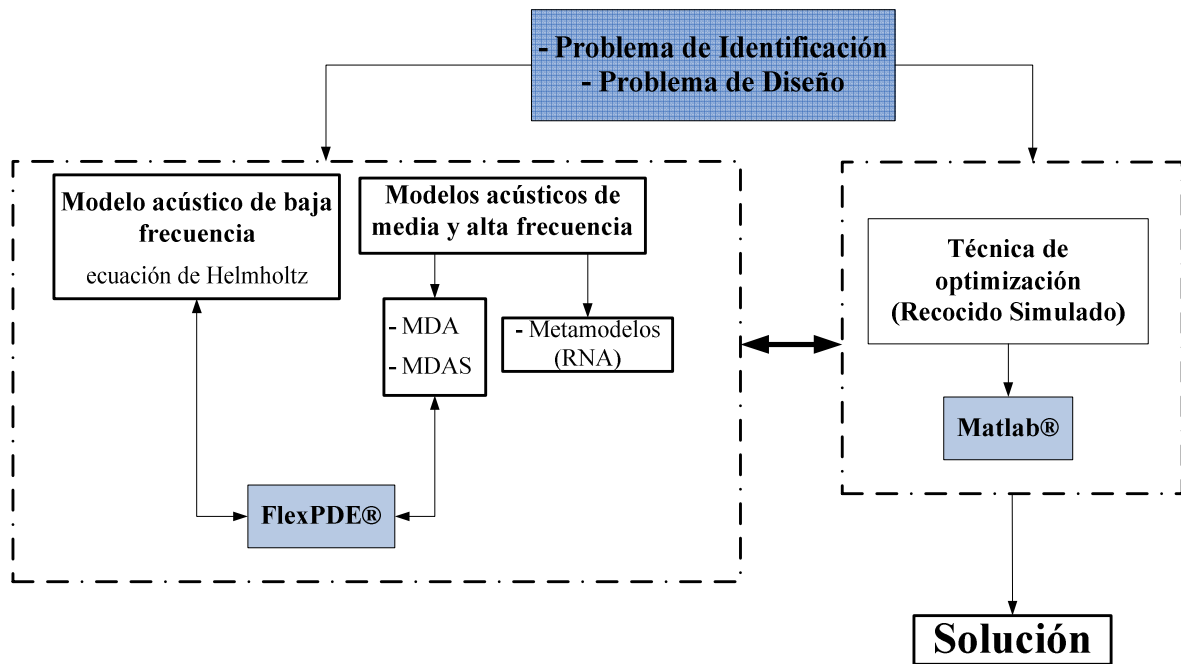


Figura 6.4. Esquema de implementación del enfoque de rediseño óptimo.

6.5 Otros enfoques: Diseño óptimo de salas destinadas a la interpretación musical

El diseño de salas destinadas a la interpretación musical presenta una complejidad considerable, desde el punto de vista acústico. Esto se debe principalmente a que cada tipo de música requiere un recinto con características acústicas específicas y diferenciadas (Isbert, 1998).

Históricamente, el tiempo de reverberación TR se ha considerado de vital importancia en el diseño de salas destinadas a la interpretación musical, debido a que el sonido de la música se ve directamente afectado por este parámetro. La relevancia del TR en el estudio de acústica de salas se debe a que dicho parámetro está muy influenciado por la densidad e intensidad de las reflexiones que se producen en el recinto, las cuales son básicamente definidas a partir de las características geométricas y de la absorción de los materiales presentes.

Otro parámetro importante para caracterizar acústicamente una sala es el índice de sonoridad G (ISO 3382, 1997). La sonoridad se corresponde con el grado de amplificación producido por la sala y permite evaluar la distribución del sonido, así como también determinar donde la energía transmitida es deficiente para alguna frecuencia. Este parámetro depende fundamentalmente de la posición del oyente y de la absorción y forma del recinto.

Ambos parámetros (TR y G), en combinación, revisten gran importancia en el estudio de la acústica de salas (Beranek, 2011).

En esta sección se formula un enfoque para realizar el diseño óptimo preliminar de la configuración geométrica de salas de concierto, a los efectos de alcanzar condiciones de percepción acústica deseadas. Esto involucra la evaluación de los valores óptimos de los indicadores acústicos previamente mencionados, en distintas posiciones en la zona de audiencia, para el tipo de música mencionada (Sequeira y Cortínez, 2011a).

El tiempo de reverberación TR se determina resolviendo el MDAS reducido en su estado transitorio. Sin embargo, es posible también calcularlo a partir de la fórmula de Sabine para campo difuso (2.51) dado que, usualmente, el tiempo de reverberación no presenta una variación espacial importante en salas de concierto (Klosak y Gade, 2008). En tal sentido, se propone estimar el TR mediante los dos enfoques aludidos y comparar el desempeño logrado.

Por su parte, la sonoridad se define como la diferencia entre el nivel total de presión sonora $L_p(\mathbf{r})$, producido por una fuente omnidireccional en una posición \mathbf{r} cualquiera de la sala y el nivel de presión sonora producido por la misma fuente, situada en campo libre a una distancia de 10 m (denominado nivel de referencia). Cuando se utiliza una fuente con un nivel de potencia L_w conocido, G puede expresarse como (ISO 3382, 1997)

$$G(\mathbf{r}) = L_p(\mathbf{r}) - L_w + 31. \quad (6.36)$$

A los efectos de implementar el enfoque de diseño óptimo, se utilizan los valores de RT_{mid} y G_{mid} definidos como los promedios de los valores del tiempo de reverberación y sonoridad para las bandas de 500 y 1000 Hz, respectivamente.

Las variables de diseño consideradas son las dimensiones del recinto correspondientes a la zona de la audiencia: largo (L), ancho (W) y altura (H) y los coeficientes de absorción de los materiales utilizados en las paredes de la zona del escenario (α_{esc}), en las paredes de la zona de audiencia (α_{aud}) y en el techo (α_{techo}). En particular, la superficie del escenario se supone fija y la absorción en el piso del escenario y de la zona de audiencia se suponen conocidas.

El problema de optimización consiste, entonces, en determinar las mencionadas variables procurando minimizar la función objetivo FO que mide la diferencia, en un sentido de mínimos cuadrados, entre el valor óptimo de G_{mid} y los correspondientes valores estimados en distintos puntos de la zona de audiencia de la sala. Consecuentemente el problema de diseño se formula de la siguiente manera

$$(L^+, W^+, H^+, \alpha_{esc}^+, \alpha_{aud}^+, \alpha_{techo}^+, TR_{mid}^+) = \arg \min FO, \quad (6.37)$$

donde la función objetivo se expresa en la forma

$$FO(L, W, H, \alpha_{esc}, \alpha_{aud}, \alpha_{techo}, TR_{mid}) = \sum_{i=1}^N (G_{mid[\acute{o}ptimo]} - G_{mid[estimado]})^2, \quad (6.38)$$

siendo N el número total de puntos receptores i . La minimización de tal función está sujeta a las siguientes restricciones

$$\left\{ \begin{array}{ll} L^{\min} \leq L \leq L^{\max}, & \alpha_{esc_k}^{\min} \leq \alpha_{esc_k} \leq \alpha_{esc_k}^{\max}, k = 1: O, \\ W^{\min} \leq W \leq W^{\max}, & \alpha_{aud_k}^{\min} \leq \alpha_{aud_k} \leq \alpha_{aud_k}^{\max}, k = 1: O, \\ H^{\min} \leq H \leq H^{\max}, & \alpha_{techo_k}^{\min} \leq \alpha_{techo_k} \leq \alpha_{techo_k}^{\max}, k = 1: O, \\ TR_{mid}^{\min} \leq TR_{mid} \leq TR_{mid}^{\max}, & \end{array} \right. \quad (6.39)$$

donde O es el número total de coeficientes de absorción adoptados en cada superficie del recinto durante la optimización.

Utilizando el MDAS reducido, el nivel de sonoridad $G_f(\mathbf{r})$ generado por una fuente puntual omnidireccional, en cada punto receptor \mathbf{r} y para cada banda f , queda formulado de la siguiente manera

$$G_f(\mathbf{r}) = 31 + 10 \log_{10} \left\{ \frac{\rho c}{p_{ref}^2} \left[\frac{W_{s_f}}{4\pi r^2} + c\tilde{w}_f(\mathbf{r}) \right] \right\}. \quad (6.40)$$

La aplicación numérica de este enfoque de diseño se presenta en el Capítulo VIII.

CAPITULO VII

VALIDACIÓN DEL MODELO BIDIMENSIONAL DE DIFUSIÓN Y DE LOS METAMODELOS ACÚSTICOS

En este capítulo se presenta la validación del modelo bidimensional de difusión acústica a partir de comparaciones con el modelo de difusión tridimensional (MDA) y con un modelo basado en la acústica geométrica. En tal sentido, se estudian distintas configuraciones de recintos con geometrías y condiciones acústicas inherentes a espacios industriales. Finalmente, se evalúa el ajuste de los metamodelos acústicos, formulados a partir de la técnica de redes neuronales artificiales, para diversas situaciones no contempladas durante la etapa de entrenamiento.

7.1 Validación del MDAS

En esta sección, se evalúa la precisión del modelo bidimensional general y reducido (MDAS general y MDAS reducido) mediante la comparación con el MDA. Asimismo, ambos modelos se verifican con la técnica de trazado de rayos implementada en el programa comercial CATT-Acoustic™.

Las ecuaciones de difusión se resuelven mediante el Método de los Elementos Finitos MEF utilizando el programa comercial Flex-PDE®. Se utiliza el factor de absorción modificado (3.20), para modelar la absorción de las superficies interiores de los recintos. Los ejemplos numéricos seleccionados corresponden a diferentes configuraciones que contemplan características acústicas particulares (techos con superficies variables, geometrías complejas, recintos acoplados, reflexiones difusas y especulares, objetos distribuidos en el interior). Los resultados numéricos se presentan en términos de la distribución del nivel sonoro total L_p y del tiempo de reverberación TR , y se evalúan para la banda de octava de 1000 Hz.

En cada ejemplo numérico analizado, se realizan algunas simulaciones preliminares con el programa computacional CATT-Acoustic™, a los efectos de estimar el número necesario de rayos sonoros para obtener una predicción correcta del campo sonoro.

Todos los cálculos se realizaron en la misma computadora personal.

7.1.1 Recinto con techo inclinado

El primer ejemplo corresponde a un recinto con techo inclinado variable y se muestra en la Figura 7.1. La pendiente del techo varía en función del parámetro h . Los distintos valores analizados de dicho parámetro son: $h = 3, 6, 12$ y 30 m.

Se adopta una fuente puntual omnidireccional ubicada en $(x = 2 \text{ m}, y = 5 \text{ m}, z = 1 \text{ m})$ con un nivel de potencia sonora de 0 dB y un coeficiente de absorción igual a 0.05 en todas las superficies. Las reflexiones sobre las mismas se consideran completamente difusivas.

La distribución del nivel de presión sonora L_p se evalúa a lo largo de una línea horizontal sobre el eje x en la posición $(y = 7.5 \text{ m}, z = 1.5 \text{ m})$. El TR se determina a partir del valor promediado en tres posiciones diferentes dentro del recinto: $(x = 5 \text{ m}, y = 7.5 \text{ m}, z = 1.5 \text{ m})$, $(x = 10 \text{ m}, y = 7.5 \text{ m}, z = 1.5 \text{ m})$ y $(x = 18 \text{ m}, y = 7.5 \text{ m}, z = 1.5 \text{ m})$. Las comparaciones se realizan entre el MDA, el MDAS general, el MDAS reducido. En las simulaciones con el MDAS general, se considera un único término para aproximar la densidad de energía reverberante (ver sección 3.2.1). Por su parte, el MDAS reducido se formula considerando una (MDAS reducido 1) y dos (MDAS reducido 2) alturas promedio constantes. En este último caso, el recinto se divide en dos partes iguales, donde cada una se modela con una altura promedio. La idea de esto es evaluar las formulaciones más simples de los dos enfoques bidimensionales propuestos (MDAS general y MDAS reducido).

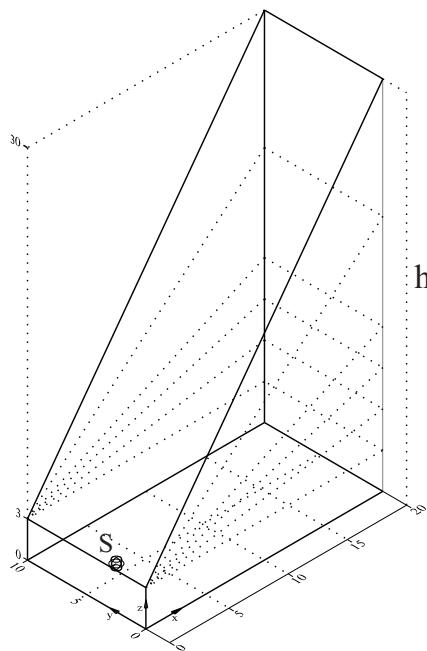


Figura 7.1. Geometría del recinto con techo inclinado variable y ubicación de la fuente sonora (S) (unidades en m).

En la Figura 7.2a se muestran las comparaciones entre los distintos modelos bidimensionales y el MDA, en función del nivel sonoro L_p , considerando $h = 3$ m. De manera adicional, en las Figuras 7.2b, c y d, se exhiben los mapas de diferencias (en el plano vertical ubicado en $y = 7.5$ m) entre el MDA y el MDAS general, el MDAS reducido 1 y el MDAS reducido 2, respectivamente.

En todos los gráficos se observa que los modelos son prácticamente equivalentes.

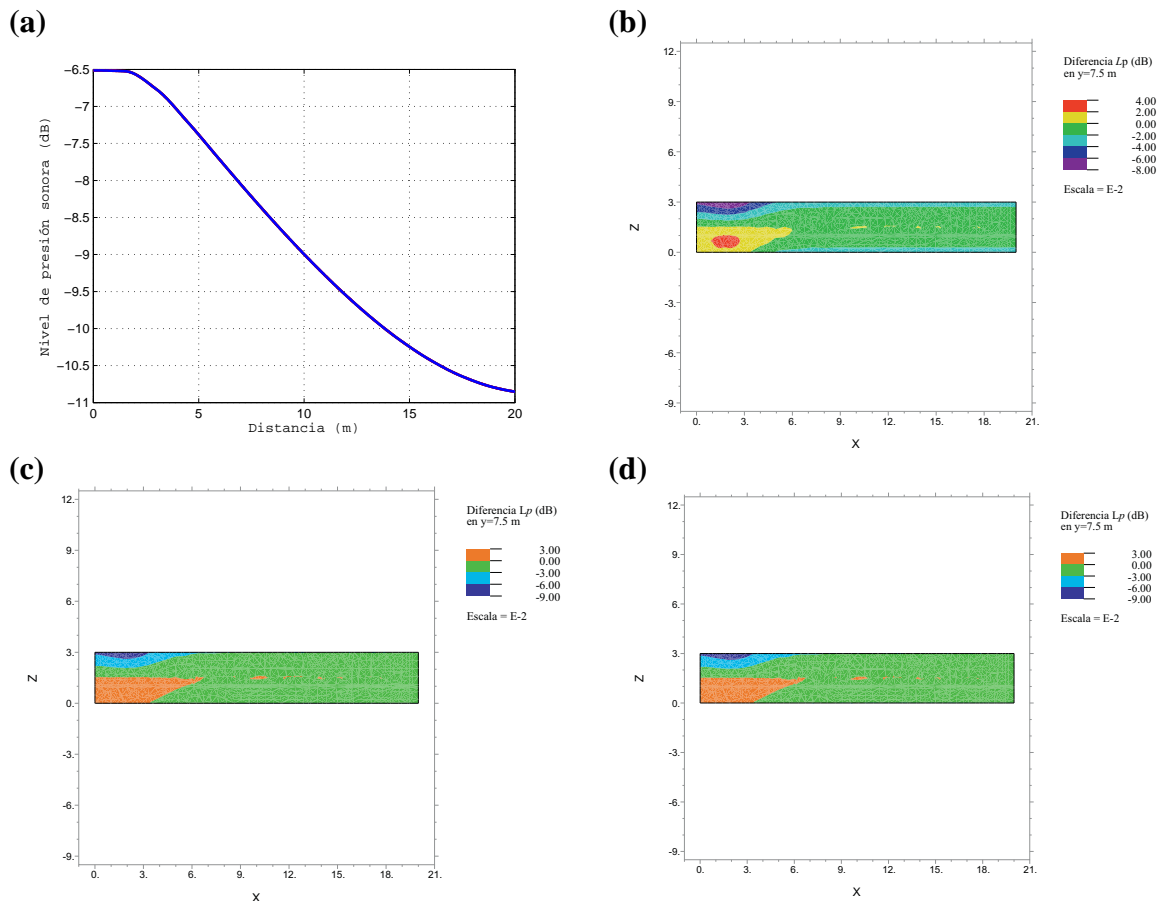


Figura 7.2. Comparaciones entre los distintos modelos para $h = 3$ m en el recinto de la Fig. 7.1. (a)

Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS general (—), MDAS reducido 1 (---) y MDAS reducido 2 (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS general. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 1. (d) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 2.

En las Figuras 7.3 a 7.5 se muestran los mismos resultados anteriormente expuestos, pero para los valores de $h = 6$, 12 y 30 m, respectivamente.

En términos generales, se observa que el MDAS general presenta el mejor ajuste, seguido por el MDAS reducido 2 y el MDAS reducido 1. Esto es razonable dado que el primero puede contemplar la variación de la superficie que conforma el techo mientras que los dos últimos consideran alturas promedio constantes. Sin embargo, en el peor de los

casos ($h = 30$ m), la diferencia máxima encontrada utilizando el MDAS reducido 1 es del orden de los 2 dB y se encuentra en la parte superior del recinto (ver Figura 7.5c). A una altura de 1.5 m (donde generalmente se evalúa el nivel sonoro) la diferencia promedio es menor a 1 dB.

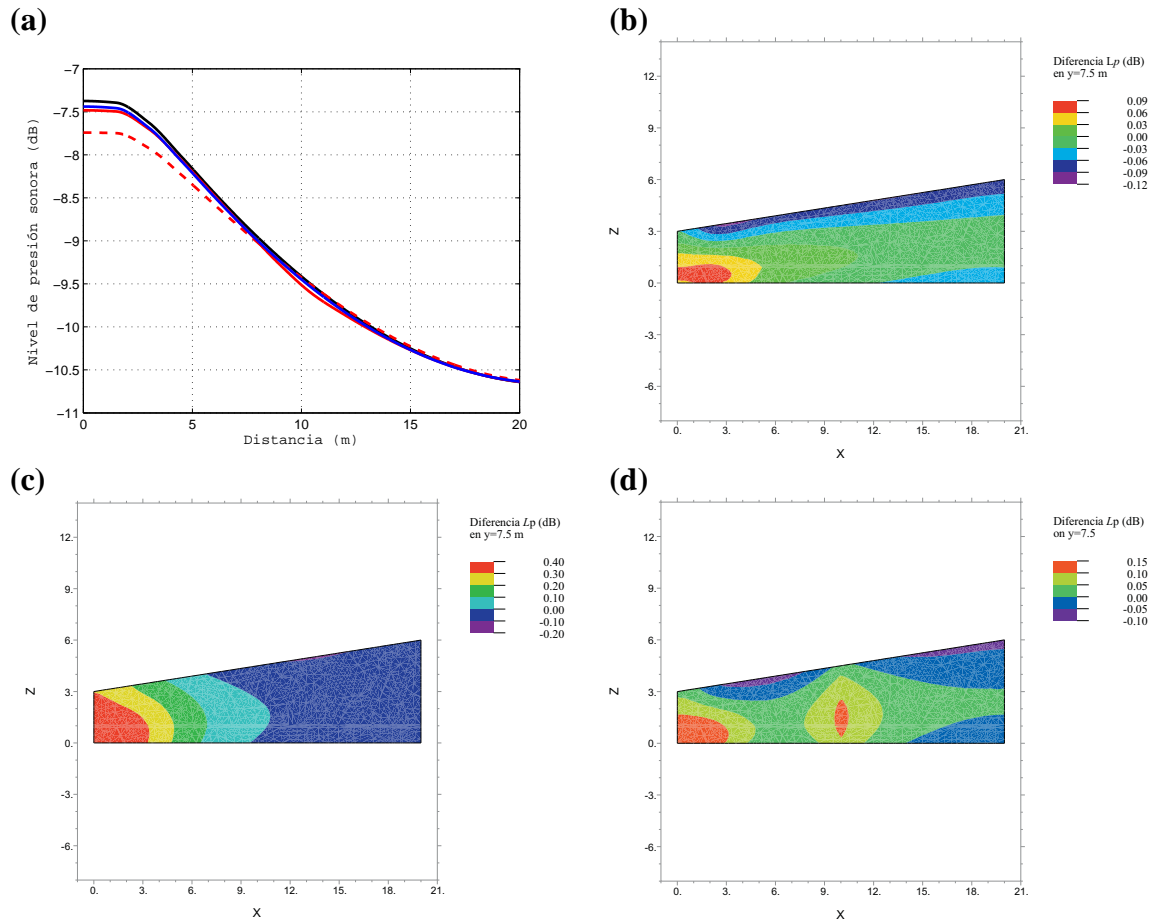


Figura 7.3. Comparaciones entre los distintos modelos para $h = 6$ m en el recinto de la Fig. 7.1. (a)

Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS general (—), MDAS reducido 1 (---) y MDAS reducido 2 (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS general. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 1. (d) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 2.

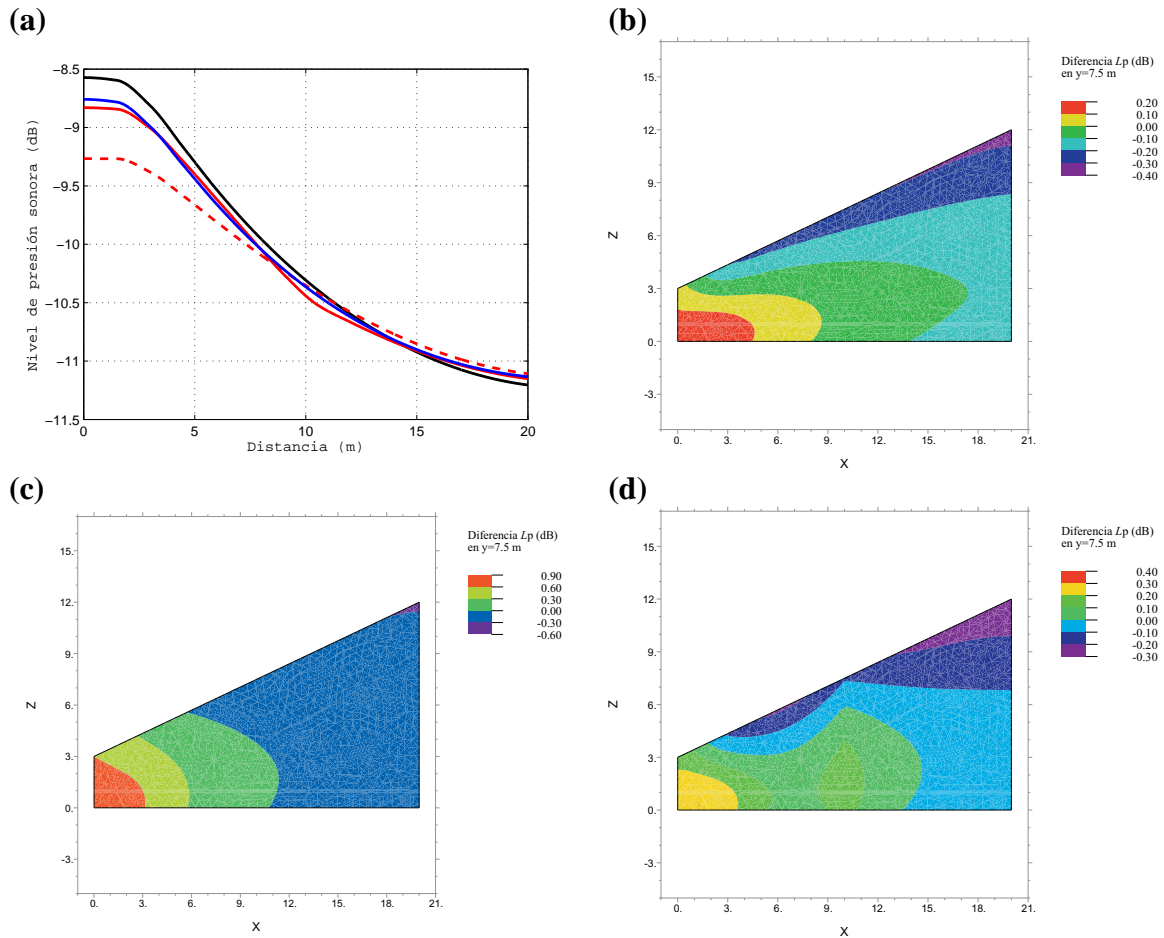


Figura 7.4. Comparaciones entre los distintos modelos para $h = 12$ m en el recinto de la Fig. 7.1. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS general (—), MDAS reducido 1 (---) y MDAS reducido 2 (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS general. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 1. (d) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 2.

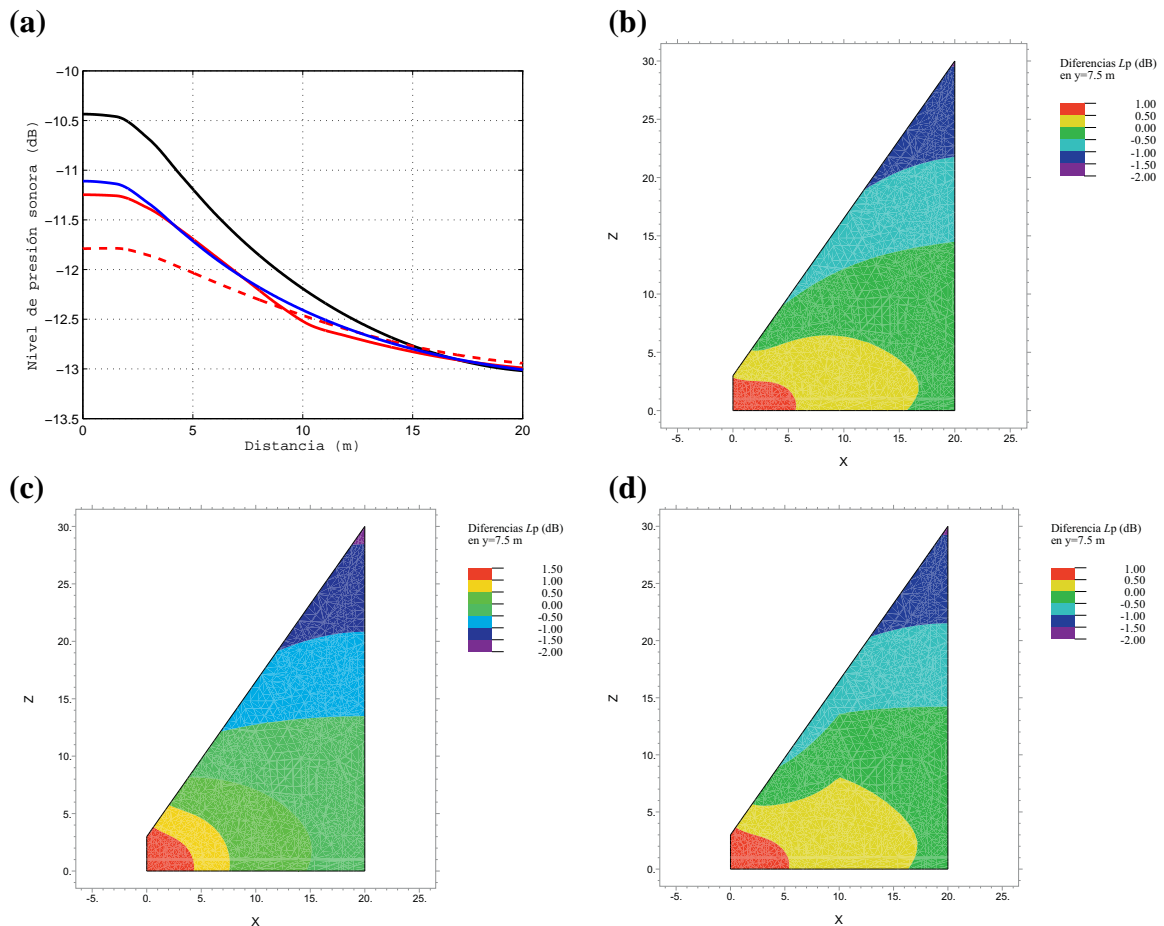


Figura 7.5. Comparaciones entre los distintos modelos para $h = 30$ m en el recinto de la Fig. 7.1. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS general (—), MDAS reducido 1 (---) y MDAS reducido 2 (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS general. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 1. (d) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido 2.

En la Tabla 7.1 se presentan los tiempos de reverberación TR promediados para las distintas configuraciones. Se observa una aceptable correlación entre los modelos. La diferencia máxima es del orden del 9 % en el caso más extremo ($h = 30$ m). Es necesario aclarar que este caso se aleja bastante de situaciones reales, por lo tanto, las diferencias esperadas en tales situaciones serán mucho menores (por ejemplo, para $h = 12$ m el error es del orden del 3 %).

El tiempo de cómputo promedio empleado en el cálculo estacionario es menor a 1 s para los MDAS reducidos, 2 s para el MDAS general y 10 s para el MDA. El tiempo de cómputo promedio empleado en el cálculo transitorio es de 3 s para los MDAS reducidos, 7 s para el MDAS general y 198 s para la MDA.

Se utilizó una malla de elementos finitos de 8825 nodos (promedio) y 5945 elementos tetraédricos (promedio) para resolver el MDA, y 850 nodos y 400 elementos triangulares

para resolver los modelos bidimensionales.

Los resultados obtenidos, en función del ajuste logrado y de los tiempos de cálculo empleados, justifican la utilización del MDAS reducido para la mayoría de las aplicaciones prácticas.

	Tiempo de reverberación TR (s)			
	MDA	MDAS general	MDAS reducido 1	MDAS reducido 2
$h = 3\text{ m}$	3.26	3.26	3.26	3.26
$h = 6\text{ m}$	4.23	4.24	4.25	4.24
$h = 12\text{ m}$	5.46	5.60	5.61	5.59
$h = 30\text{ m}$	6.88	7.22	7.53	7.53

Tabla 7.1. Tiempos de reverberación obtenidos para diferentes valores de h .

7.1.2 Recinto con diferentes alturas

Se considera un recinto acoplado con diferentes alturas. Un esquema del mismo se muestra en la Figura 7.6. Se contempla la altura del *techo 2*, variable a partir del parámetro h . Las comparaciones se realizan entre el MDA y el MDAS reducido (con una altura promedio constante para cada sub-recinto). En particular, en este ejemplo se compara además el MDAS reducido utilizando el coeficiente de absorción volumétrica σ (MDAS σ reducido), determinado en (3.62), a los efectos de estudiar la distribución sonora contemplando diferentes grados de absorción en la *pared lateral* (ver sección 3.2.2). Asimismo, se analizan diferentes configuraciones en función de la distribución del coeficiente de absorción en las restantes superficies interiores. Las reflexiones sobre las mismas se consideran completamente difusivas.

Se adopta una fuente puntual omnidireccional ubicada en $(x = 2\text{ m}, y = 5\text{ m}, z = 1\text{ m})$ con un nivel de potencia sonora de 0 dB. La distribución del nivel de presión sonora L_p se evalúa a lo largo de una línea horizontal sobre el eje x en la posición $(y = 7.5\text{ m}, z = 1.5\text{ m})$.

Las configuraciones analizadas son:

- i) $h_{\text{techo 2}} = 6\text{ m}$ y $\alpha = 0.05$ (en todas las superficies).
- ii) $h_{\text{techo 2}} = 10\text{ m}$; $\alpha_{\text{pared 1}}, \alpha_{\text{pared 2}}, \alpha_{\text{techo 2}}$ y $\alpha_{\text{pared lateral}} = 0.5$; $\alpha_{\text{resto}} = 0.05$.
- iii) $h_{\text{techo 2}} = 10\text{ m}$; $\alpha_{\text{pared lateral}} = 0.3$; $\alpha_{\text{resto}} = 0.05$.
- iv) $h_{\text{techo 2}} = 10\text{ m}$; $\alpha_{\text{pared lateral}} = 0.5$; $\alpha_{\text{resto}} = 0.05$.

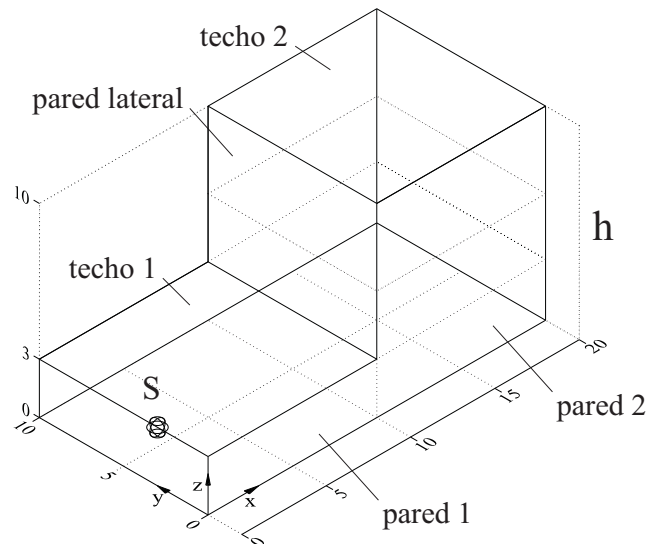


Figura 7.6. Geometría del recinto con diferentes alturas y ubicación de la fuente sonora (S) (unidades en m).

En las Figuras 7.7 a 7.10 se muestran los resultados de las comparaciones entre el MDA, el MDAS reducido y el MDAS σ reducido, para cada configuración mencionada.

A partir de los gráficos se puede observar que si la absorción es homogénea (configuración i), las diferencias entre los MDAS es del orden de 1 dB (siendo menor dicha diferencia utilizando el MDAS reducido).

Si la absorción presenta ciertas zonas con características absorbentes muy desiguales (configuración ii), las diferencias serán importantes en cercanías de la pared lateral (donde no es posible modelar correctamente la absorción local). Sin embargo, estas diferencias serán mucho menores (del orden de los 2 dB) en cercanías del nivel del piso.

Si el coeficiente de absorción de la superficie lateral es muy distinto de los coeficientes de las superficies restantes (configuraciones iii y iv), la utilización del parámetro de absorción volumétrica σ permite mejorar notablemente la predicción. Esta absorción volumétrica solo se aplica en el subdominio 2, correspondiente al techo 2, mientras que la absorción en el resto del recinto se modela de manera localizada.

A partir de lo expuesto, se concluye que en aquellas situaciones donde la superficie lateral presente una absorción muy diferente a la del resto de las superficies, es recomendable utilizar el MDAS σ reducido.

El tiempo de cómputo promedio empleado es menor a 1 s para los MDAS reducidos y 8 s para el MDA.

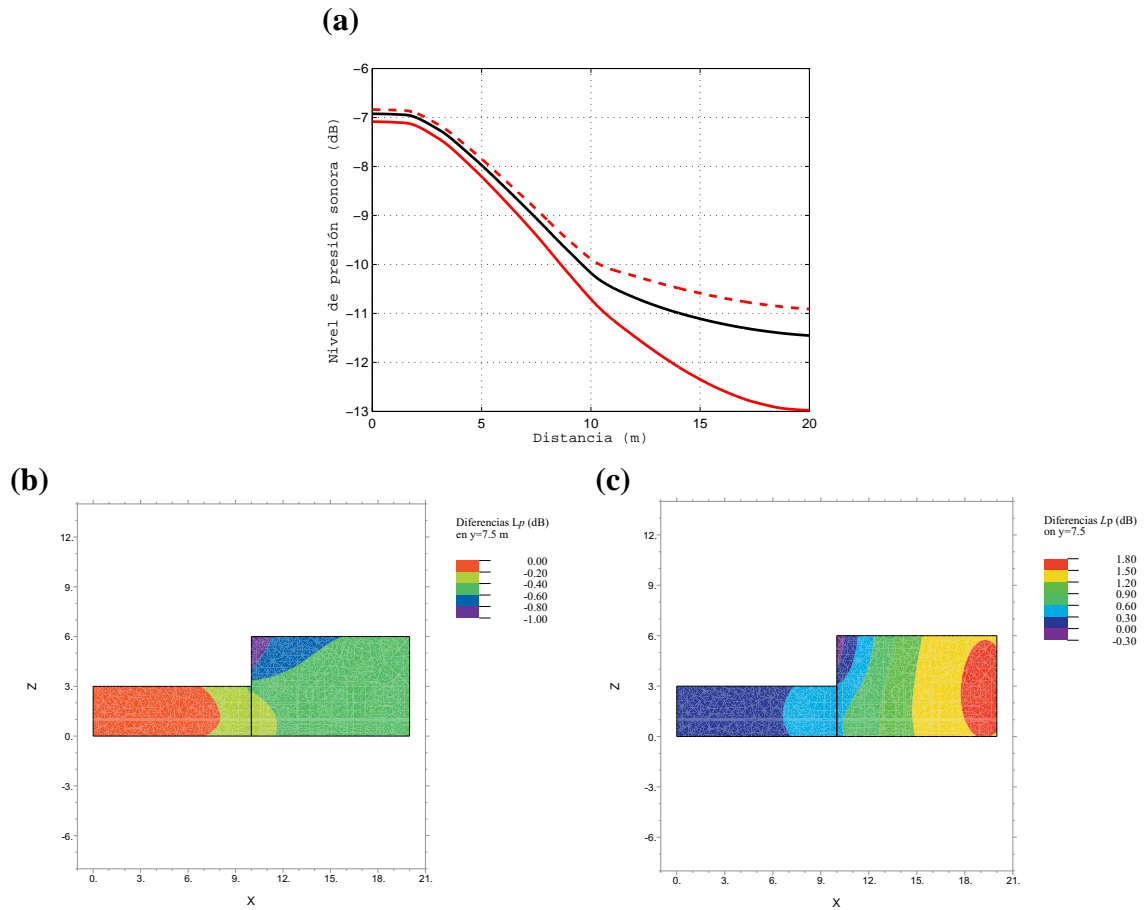


Figura 7.7. Comparaciones entre los distintos modelos para la configuración i) en el recinto de la Fig. 7.6. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS reducido (---) y MDAS $_{\sigma}$ reducido (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS $_{\sigma}$ reducido.

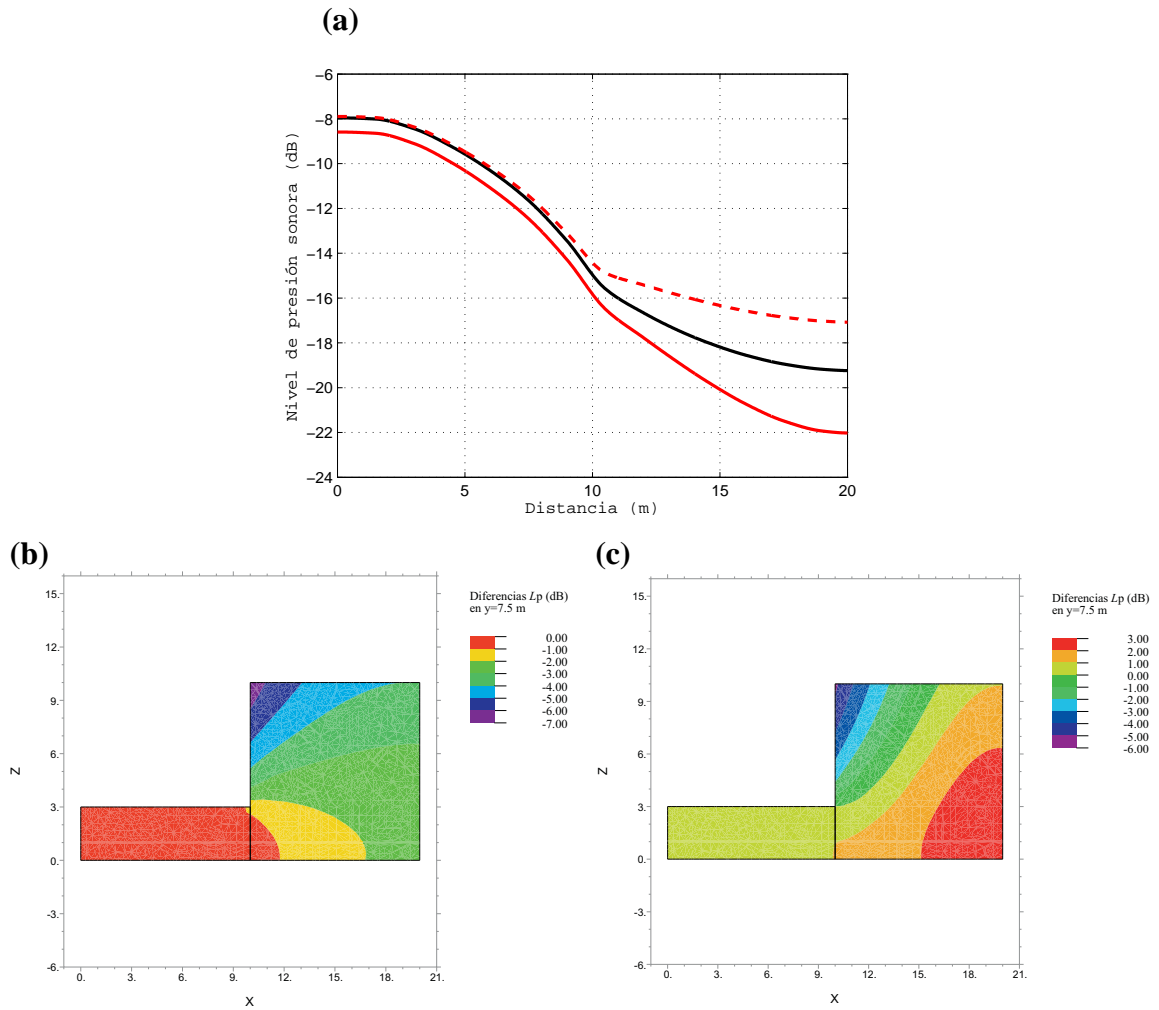


Figura 7.8. Comparaciones entre los distintos modelos para la configuración ii) en el recinto de la Fig. 7.6. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS reducido (---) y MDAS $_{\sigma}$ reducido (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS $_{\sigma}$ reducido.

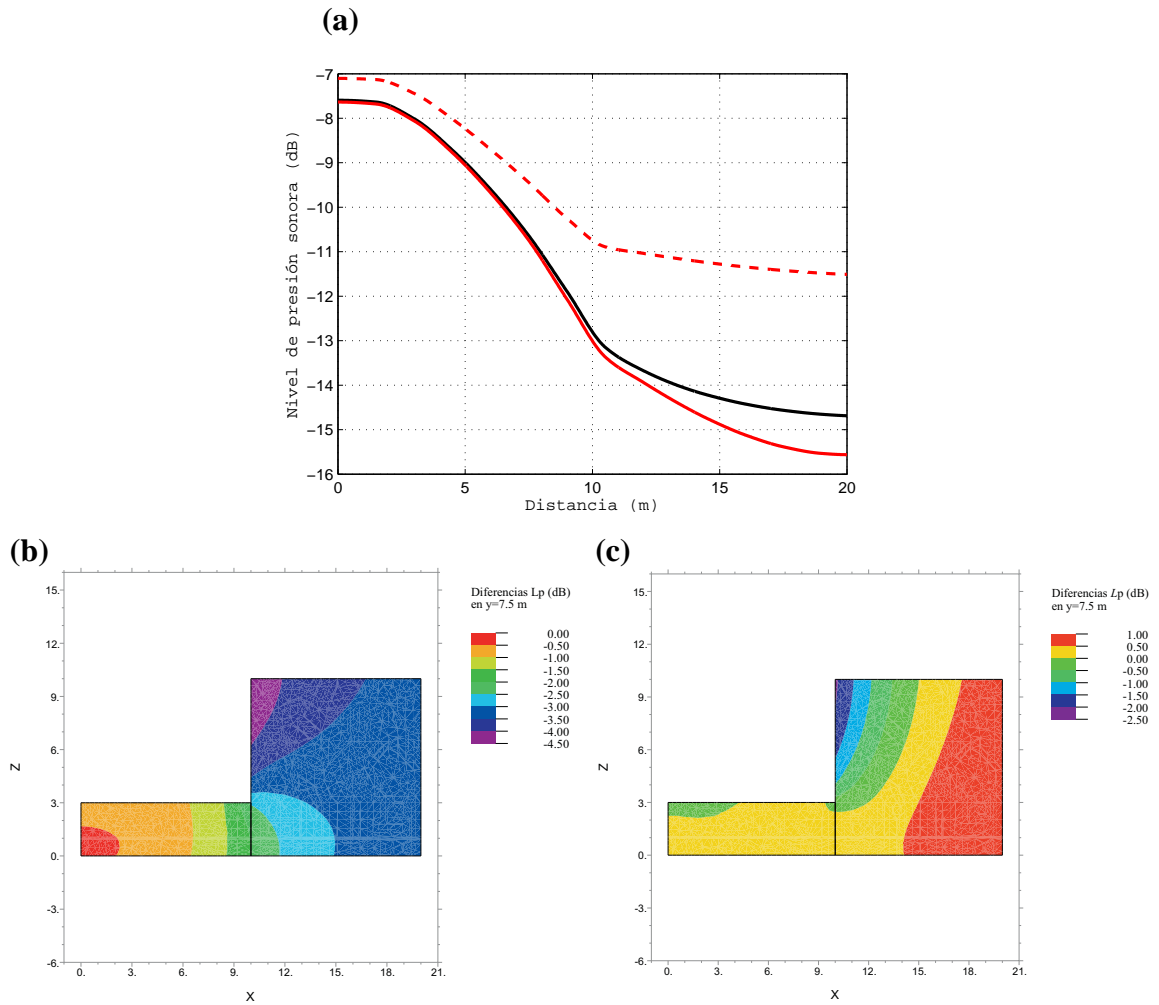


Figura 7.9. Comparaciones entre los distintos modelos para la configuración iii) en el recinto de la Fig. 7.6. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS reducido (---) y MDAS $_{\sigma}$ reducido (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS $_{\sigma}$ reducido.

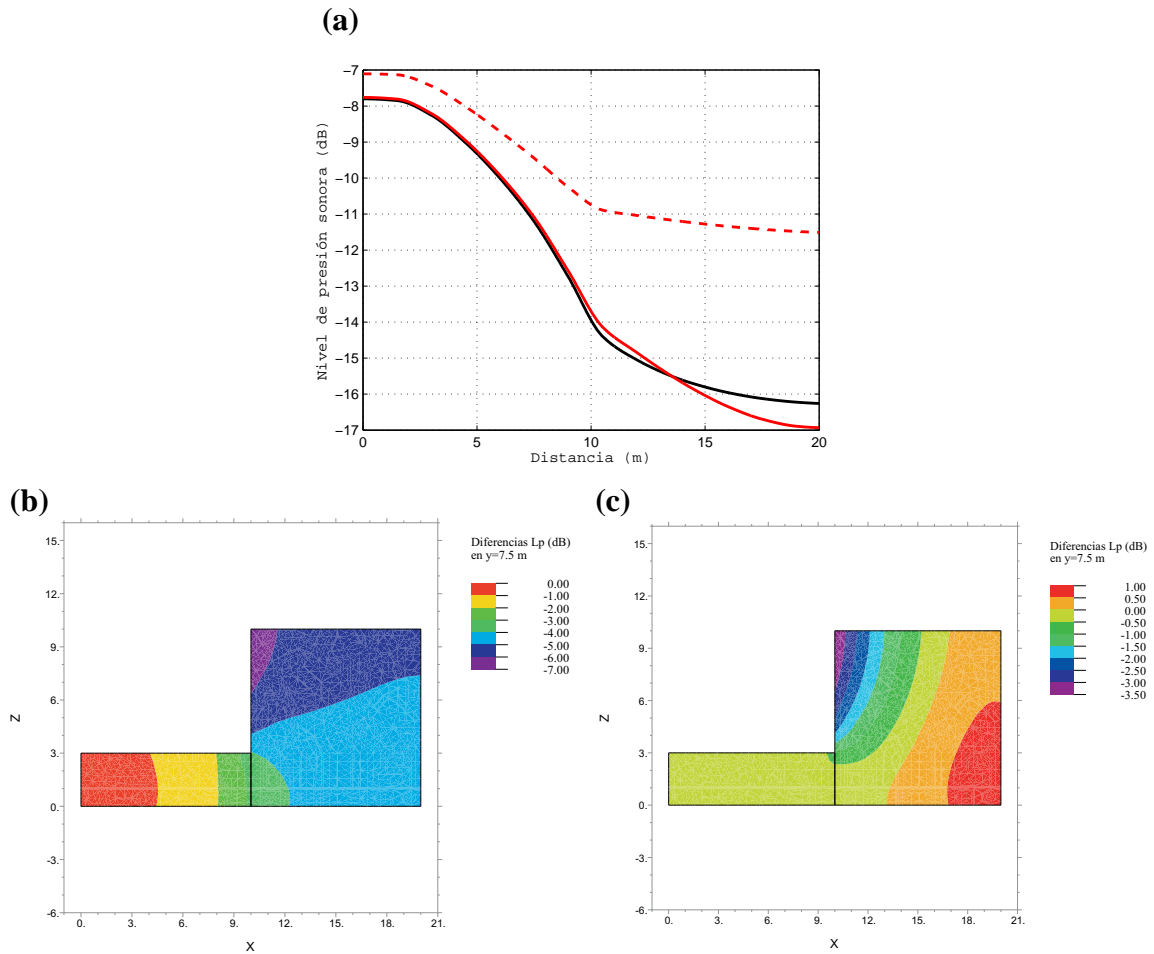


Figura 7.10. Comparaciones entre los distintos modelos para la configuración iv) en el recinto de la Fig. 7.6. (a) Distribución del L_p a lo largo del eje x ($y = 7.5$ m, $z = 1.5$ m): MDA (—), MDAS reducido (---) y MDAS σ reducido (—). (b) Diferencia entre el MDA y el MDAS reducido. (c) Diferencia entre el MDA y el MDAS σ reducido.

7.1.3 Recinto en forma de “L”

Se considera un recinto en forma de “L” con diferentes dimensiones y absorción variable en el techo (Figura 7.11). Esta configuración fue propuesta por Le Bot y Bocquillet (2000) para modelar el campo sonoro mediante la utilización de una formulación integral. El recinto analizado tiene una altura y ancho $l = 2.5$ m y presenta una longitud L variable en función del parámetro adimensional $\beta = L/l$, el cual caracteriza la forma del recinto. Se adopta una fuente puntual omnidireccional ubicada en ($x = 1.25$ m, $y = 1.25$ m, $z = 1.7$ m) con un nivel de potencia sonora de 120 dB. La distribución del nivel de presión sonora L_p se evalúa a lo largo de una línea horizontal centrada en el interior del recinto. Los valores de los coeficientes de absorción correspondientes a las paredes y al piso son iguales a 0.1. Todas las superficies se consideran con reflexión difusa.

En particular, en este ejemplo se contempla la atenuación atmosférica a partir del coeficiente $m = 0.0007 \text{ m}^{-1}$. Además, los resultados obtenidos con los modelos de difusión se comparan con el método de trazado de rayos implementado en el programa comercial CATT-Acoustic™.

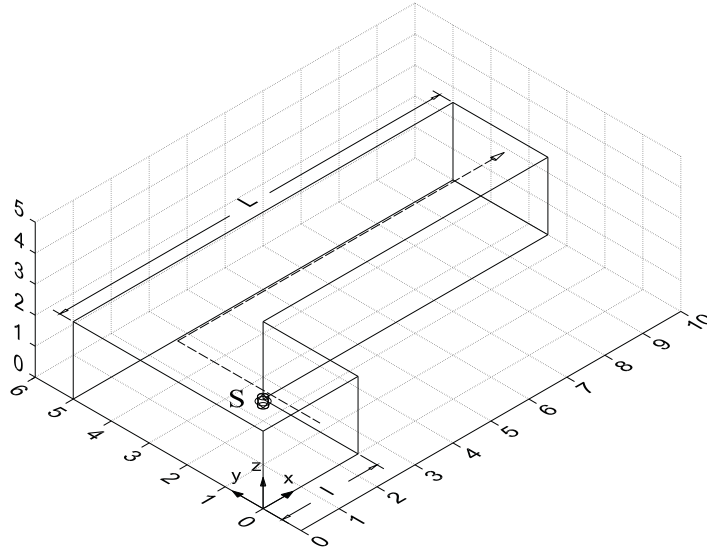


Figura 7.11. Geometría del recinto en forma de “L” y ubicación de la fuente sonora (S): la configuración está parametrizada mediante la relación de dimensiones $\beta = L/l$. La distancia fuente - receptor se considera a lo largo de la línea de trazos (unidades en m).

Los resultados de la comparación entre el MDA, el MDAS reducido y la técnica de trazado de rayos se presentan en la Figura 7.12.

La Figura 7.12a muestra la distribución del L_p en el recinto para la configuración dada por $\beta = 4$ y considerando cuatro coeficientes de absorción en el techo ($\alpha_{\text{techo}} = 0.1, 0.3, 0.7$ y 0.9). El número de rayos sonoros utilizados durante la simulación con la técnica de trazado de rayos fue de 6×10^4 , 10×10^4 , 50×10^4 y 100×10^4 para $\alpha_{\text{techo}} = 0.1, 0.3, 0.7$ y 0.9 , respectivamente.

En la Figura 7.12b se observa la distribución del L_p considerando tres formas diferentes del recinto caracterizadas por $\beta = 4, 8$ y 12 . En este caso, el coeficiente de absorción se considera uniforme en todas las superficies interiores ($\alpha = 0.1$). El número de rayos utilizados durante la simulación con la técnica de trazado de rayos fue de 6×10^4 , 10×10^4 y 10×10^4 para $\beta = 4, 8$ y 12 , respectivamente. Ambos gráficos muestran una diferencia insignificante entre los modelos de difusión (MDA y MDAS reducido) y una aceptable precisión en comparación con la técnica de rayos. En este último caso, las diferencias encontradas son menores a 2 dB a excepción de la configuración para $\beta = 12$ donde el error

máximo es de 4 dB (Figura 7.12b). El enfoque de difusión subestima los valores de L_p en cercanías del extremo opuesto del recinto donde se encuentra la fuente. Este comportamiento es inherente al modelo de difusión en recintos muy desproporcionados, como se comentó en la sección 3.3.

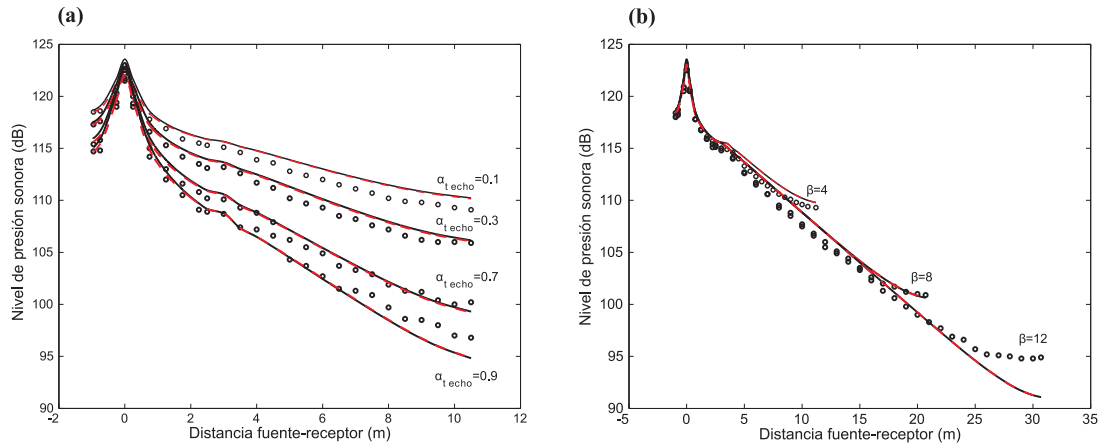


Figura 7.12. Distribución del L_p en función de la distancia fuente-receptor en el recinto de la Fig. 7.11. (a) diferentes valores de α_{techo} y $\beta = 4$, (b) diferentes valores de β y $\alpha_{\text{techo}} = 0.1$: Técnica de trazado de rayos (\circ), MDA (—) y MDAS reducido (---).

La Figura 7.13 muestra la comparación entre el MDA y el MDAS reducido en términos de la variación sonora a lo largo del eje vertical (z) en la posición ($x = 7$ m, $y = 3.75$ m) para diferentes valores del coeficiente de absorción en el techo (α_{techo}). Los resultados revelan una excelente correlación entre ambos modelos, con una diferencia máxima de 0.1 dB.

En la Tabla 7.2 se muestra el valor del tiempo de reverberación TR para cada configuración analizada. Dicho parámetro se estimó en el punto receptor ubicado en ($x = 7$ m, $y = 3.75$ m, $z = 1.7$ m). Se observa una excelente correlación entre los modelos de difusión. Asimismo, el ajuste con la técnica de rayos es muy bueno con una diferencia promedio del orden del 3 % y una diferencia máxima del 7 % para la configuración $\beta = 12$.

El tiempo de cómputo promedio empleado, para la banda de octava analizada, es del orden de 200 s para el modelo de trazado de rayos, 10 s para la MDA (cálculo estacionario) y menos de 1 s para el MDAS reducido (cálculo estacionario). El tiempo de cómputo promedio empleado en el cálculo transitorio es de 235 s para el MDA y 4 s para el MDAS reducido.

Se utilizó una malla de elementos finitos de 6257 nodos y 5060 elementos tetraédricos (promedio) para resolver el MDA, y 613 nodos y 281 elementos triangulares para resolver

el MDAS reducido.

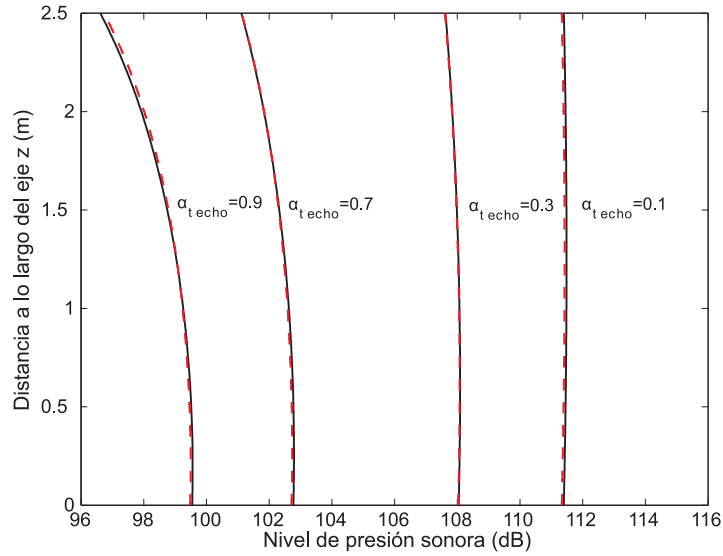


Figura 7.13. Distribución del L_p a lo largo del eje vertical z ($x = 7$ m, $y = 3.75$ m) para diferentes valores de $\alpha_{t\text{echo}}$ en el recinto de la Fig. 7.11: MDA (—) y MDAS reducido (---).

	Tiempo de Reverberación TR (s)		
	Modelo de trazado de rayos (CATT-Acoustic TM)	MDA	MDAS reducido
$\beta = 4$ y $\alpha = 0.1$	0.88	0.87	0.87
$\beta = 8$ y $\alpha = 0.1$	0.93	0.88	0.88
$\beta = 12$ y $\alpha = 0.1$	0.92	0.85	0.86
$\beta = 4$ y $\alpha = 0.3$	0.59	0.59	0.59
$\beta = 4$ y $\alpha = 0.7$	0.33	0.34	0.34
$\beta = 4$ y $\alpha = 0.9$	0.26	0.27	0.27

Tabla 7.2. Tiempos de reverberación para las configuraciones analizadas en el recinto de la Fig. 7.11.

7.1.4 Recinto con obstáculos en su interior y techo inclinado

Esta configuración es similar a la presentada por Le Bot y Bocquillet (2000). El recinto presenta una disposición típica de edificios industriales con un techo en forma de dientes de sierra y tres obstáculos en su interior (Figura 7.14). Se consideran tres fuentes omnidireccionales (S1, S2 y S3), cada una con un nivel de potencia acústica de 120 dB y ubicadas en ($x = 5$ m, $y = 5$ m, $z = 1$ m), ($x = 20$ m, $y = 5$ m, $z = 1$ m) y ($x = 35$ m, $y = 15$ m, $z = 1$ m), respectivamente. Los coeficientes de absorción adoptados son: 0.05 para el piso y el techo, 0.02 para las paredes y 0.2, 0.3 y 0.35 para los obstáculos 1, 2 y 3, respectivamente. La atenuación atmosférica es la misma que en el ejemplo anterior.

En este caso, el MDA y el MDAS reducido se implementan considerando diversos sub-volumenes acoplados mediante aberturas acústicamente transparentes. En particular, en el MDAS reducido, el techo del recinto se modela como una superficie plana con una altura media de 11 m.

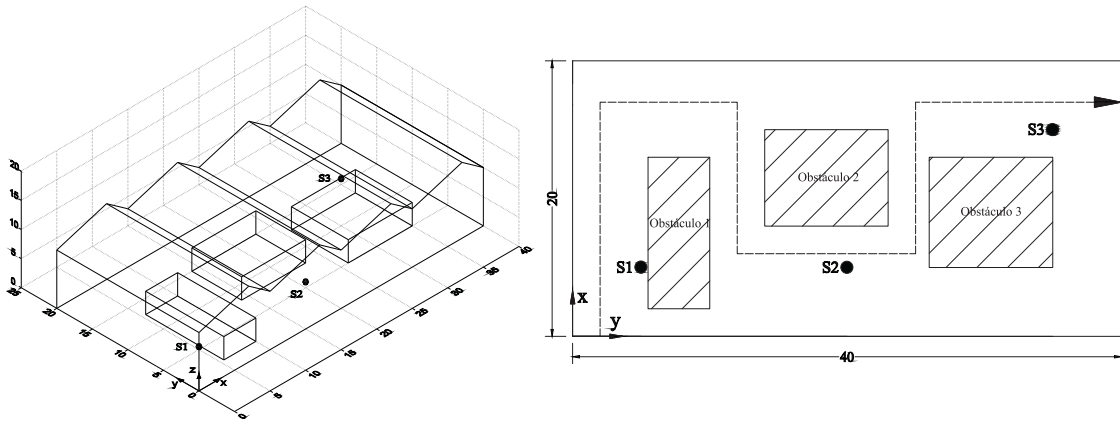


Figura 7.14. Geometría en dos y tres dimensiones del recinto industrial hipotético analizado y ubicación de las fuentes sonoras (S1, S2 y S3). La distribución horizontal del L_p se evalúa a lo largo de la línea de trazos (unidades en m).

La Figura 7.15 muestra la comparación entre el MDA y el MDAS reducido en términos de la distribución del L_p en el plano $z = 2$ m contemplando: una fuente (S1) activa (Figura 7.15a), dos fuentes (S1 y S2) activas (Figura 7.15b) y tres fuentes (S1, S2 y S3) activas (Figura 7.15c). Se observa una buena correlación con un error despreciable en el campo sonoro lejano y un error máximo de 1.5 dB en la región cercana a la fuente S1 (Figura 7.15a).

En la Figura 7.16 se observa la variación vertical del L_p a partir de los modelos de difusión a lo largo de tres líneas de receptores: línea vertical 1 ($x = 4$ m, $y = 16$ m), línea vertical 2 ($x = 15$ m, $y = 3$ m) y línea vertical 3 ($x = 37$ m, $y = 12$ m). Se considera que solo la fuente S1 esta activa. Los resultados muestran un buen ajuste con un error máximo de 0.3 dB.

En la Figura 7.17 se compara la distribución del L_p obtenida mediante los modelos de difusión y la técnica de rayos a lo largo de una línea horizontal ubicada a 2 m sobre el nivel del suelo. La evaluación se realiza considerando la fuente S1 activa (Figura 7.17a), las fuentes S1 y S2 activas (Figura 7.17b), y las fuentes S1, S2 y S3 activas (Figura 7.17c). En todos los casos, el número de rayos sonoros se fijó igual a 10×10^4 .

Los resultados muestran que el enfoque de difusión produce resultados muy similares al

modelo de trazado de rayos con un error máximo de 2.5 dB. En particular, se obtiene un mayor nivel de correlación si aumenta el número de fuentes dentro del recinto debido a la mayor difusividad del campo sonoro reverberante (Figura 7.17c).

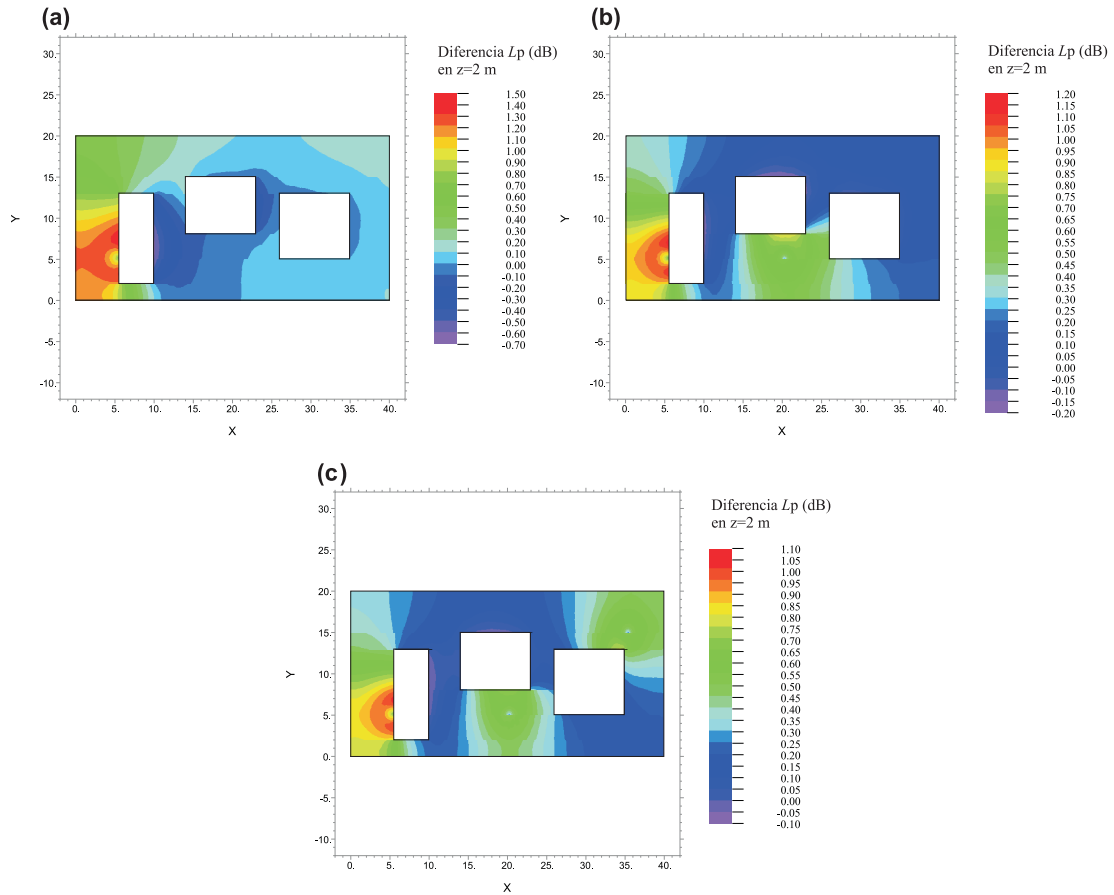


Figura 7.15. Diferencias entre el MDA y el MDAS reducido en función de la distribución del L_p en un plano horizontal ubicado a 2 m sobre el nivel del piso: (a) S1 activa, (b) S1 y S2 activas y (c) S1, S2 y S3 activas.

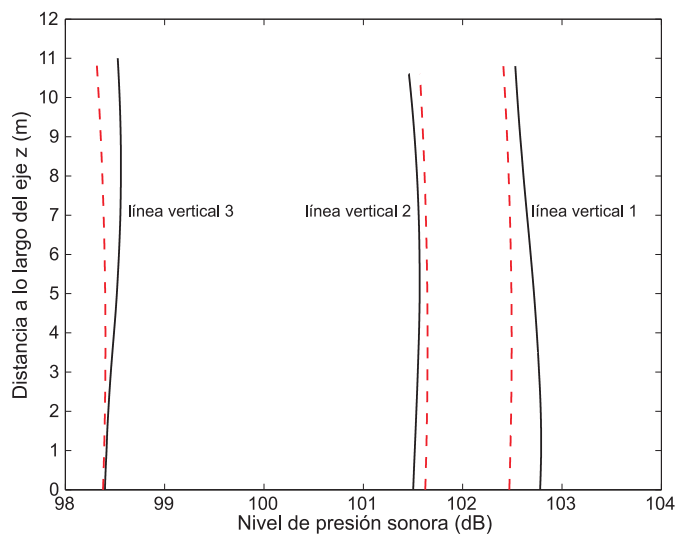


Figura 7.16. Distribución vertical del L_p considerando la fuente S1 activa: MDA (—) y MDAS reducido (---).

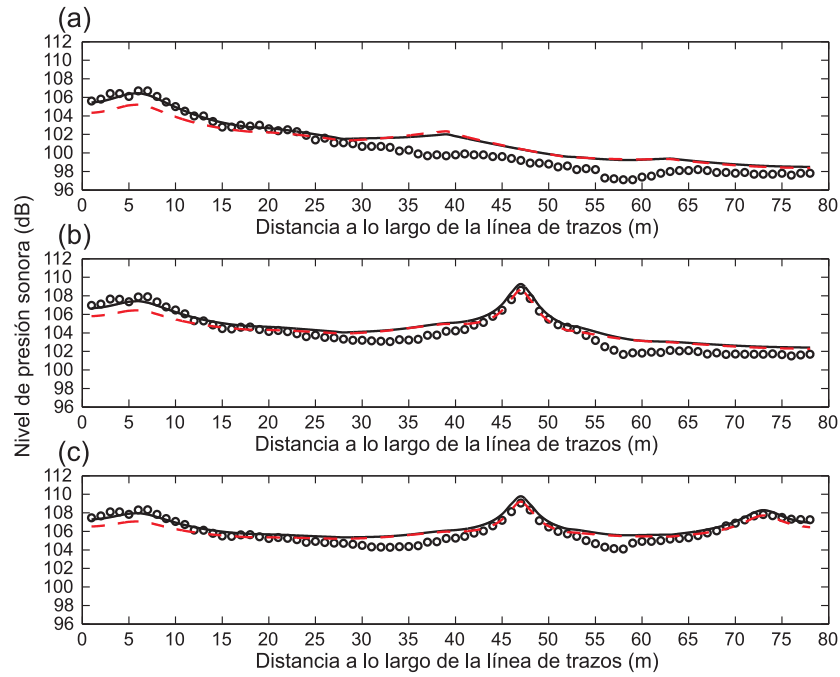


Figura 7.17. Distribución horizontal del L_p en función de la distancia a lo largo de la línea de trazos del recinto industrial hipotético de la Fig. 7.14. (a) fuente S1 activa, (b) fuentes S1 y S2 activas y (c) fuentes S1, S2 y S3 activas: Técnica de trazado de rayos (\circ), MDA (—) y MDAS reducido (---).

En la Tabla 7.3 se muestra el valor del tiempo de reverberación TR para cada configuración estudiada. Dicho parámetro se estimó a partir del valor promedio obtenido en dos puntos receptores ubicados en $(x = 8 \text{ m}, y = 17 \text{ m}, z = 2 \text{ m})$ y $(x = 25 \text{ m}, y = 17 \text{ m}, z = 1.7 \text{ m})$. Se observa un buen ajuste entre los modelos de difusión con una diferencia promedio del orden del 5 %. Asimismo se aprecia una buena correlación con respecto a la técnica de rayos con una diferencia promedio del orden de 4 %.

	Tiempo de Reverberación TR (s)		
	Modelo de trazado de rayos (CATT-Acoustic TM)	MDA	MDAS reducido
Fuente S1 activa	4.02	4.16	3.93
Fuentes S1 y S2 activas	4.10	4.26	3.90
Fuentes S1, S2 y S3 activas	4.12	4.22	3.96

Tabla 7.3. Tiempos de reverberación para las configuraciones analizadas en el recinto de la Fig. 7.14.

El tiempo de cómputo promedio empleado, para la banda de octava analizada, es del orden de 300 s para el modelo de trazado de rayos, 20 s para la MDA (cálculo estacionario) y menos de 1 s para el MDAS reducido (cálculo estacionario). El tiempo de cómputo promedio empleado en el cálculo transitorio es de 428 s para el MDA y 4 s para el MDAS

reducido.

Se utilizó una malla de elementos finitos de 18973 nodos y 12783 elementos tetraédricos (promedio) para resolver el MDA, y 1638 nodos y 793 elementos triangulares para resolver el MDAS reducido.

7.1.5 Recinto con objetos y superficies reflejantes especulares

La configuración del recinto analizado en esta sección se muestra en la Figura 7.18. Se considera que una zona con un volumen de $6.75 \times 5.5 \times 3 \text{ m}^3$ dentro del recinto presenta una cierta cantidad de obstáculos distribuidos uniformemente. Se adoptan tres fuentes omnidireccionales: fuente 1 (S1) ubicada en $(x = 2 \text{ m}, y = 1 \text{ m}, z = 0.5 \text{ m})$, fuente 2 (S2) ubicada en $(x = 4 \text{ m}, y = 1 \text{ m}, z = 1 \text{ m})$ y fuente 3 (S3) ubicada en $(x = 5 \text{ m}, y = 1 \text{ m}, z = 1 \text{ m})$. Los niveles de potencia sonora son: 105, 102 y 102 dB, respectivamente. Los coeficientes de absorción seleccionados son los siguientes: 0.02 para el piso, 0.5 para el techo, 0.08 para las paredes y 0.3 para los obstáculos.

La zona de obstáculos se simula en el modelo de trazado de rayos considerando 30 bloques rectangulares distribuidos uniformemente con un camino libre medio igual al adoptado en los modelos de difusión ($\lambda_{fitt} = 2.37 \text{ m}$). La simulación se realizó contemplando 300×10^4 rayos sonoros.

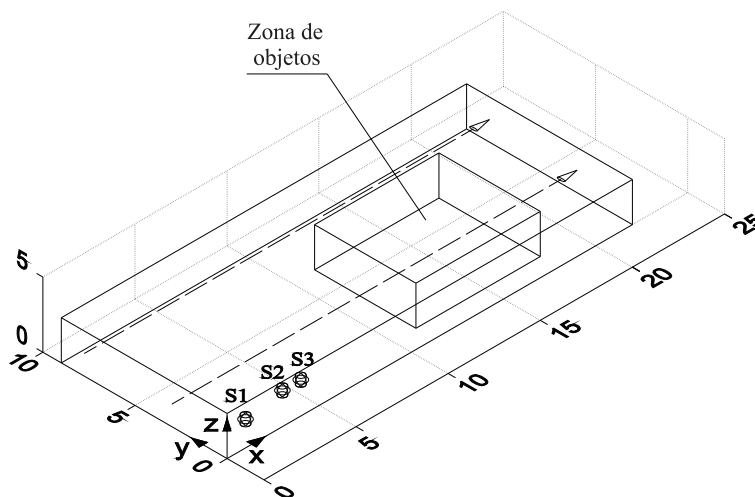


Figura 7.18. Geometría del recinto con objetos y ubicación de las fuentes sonoras (S1, S2 y S3). La distribución del L_p se evalúa a lo largo de las líneas de trazos (unidades en m).

La Figura 7.19 muestra la comparación entre los modelos de difusión en función de la distribución del L_p en un plano horizontal ($z = 1.5 \text{ m}$) considerando reflexiones totalmente

difusas (Figura 7.19a) y reflexiones totalmente especulares (Figura 7.19b) en las superficies del recinto. La Figura 7.20 muestra las diferencias del L_p en el eje vertical (z) en tres posiciones diferentes: línea vertical 1 ($x = 20$ m, $y = 7$ m), línea vertical 2 ($x = 15$ m, $y = 5$ m) y línea vertical 3 ($x = 4$ m, $y = 7$ m). Estas últimas comparaciones se realizaron contemplando reflexiones difusas (Figura 7.20a) y especulares (Figura 7.20b). Ambos gráficos exhiben un buen ajuste entre el MDA y el MDAS reducido, con una discrepancia máxima de 0.8 dB.

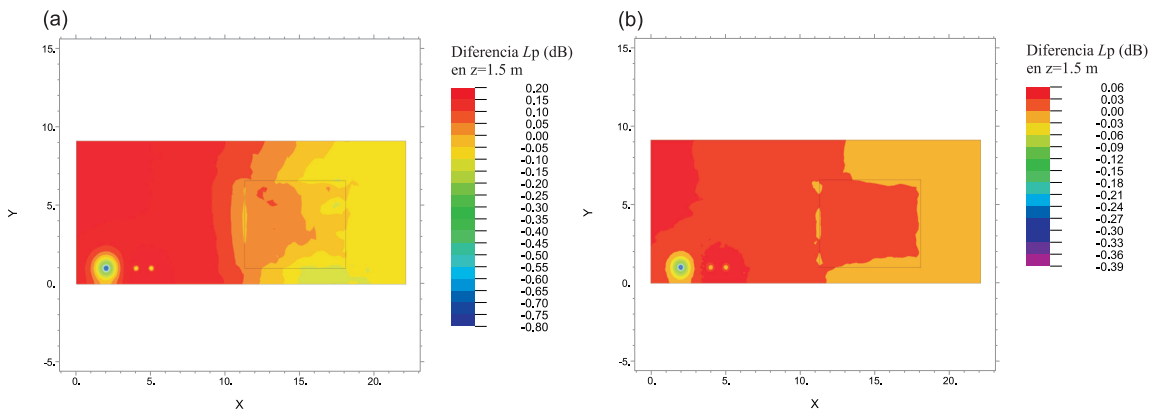


Figura 7.19. Diferencias entre el MDA y el MDAS reducido en función de la distribución horizontal del L_p en un plano a 1.5 m del nivel del piso: (a) reflexiones difusas y (b) reflexiones especulares.

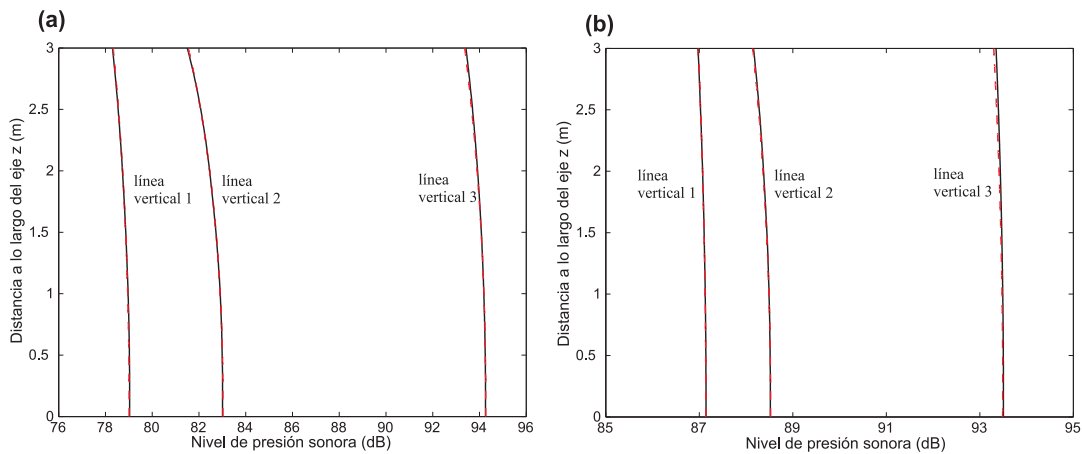


Figura 7.20. Distribución vertical del L_p contemplando (a) reflexiones difusas y (b) reflexiones especulares: MDA (—) y MDAS reducido (---).

La Figura 7.21 muestra la comparación con el método de trazado de rayos para dos líneas horizontales ($z = 1.5$ m) ubicadas en $y = 3$ m (Figura 7.21a) e $y = 8$ m (Figura 7.21b).

Los modelos de difusión exhiben una buena correlación con la técnica de trazado de rayos con un error máximo de 2.5 dB.

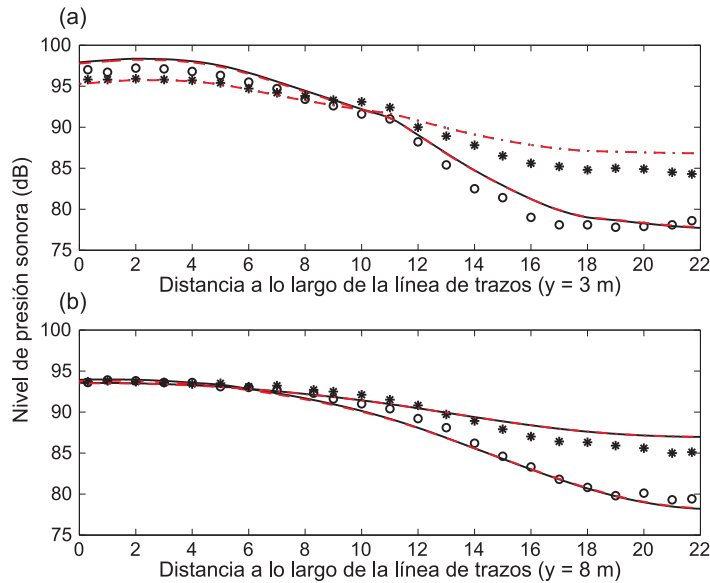


Figura 7.21. Distribución horizontal del L_p a lo largo de las líneas de trazos ubicadas en (a) $y = 3$ m y (b) $y = 8$ m en el recinto de la Fig. 7.18: Técnica de trazado de rayos con reflexiones difusas (\circ) y especulares ($*$), MDA con reflexiones difusas (—) y especulares (---) y MDAS reducido con reflexiones difusas (---) y especulares (-.-).

En la Tabla 7.4 se muestra el valor del tiempo de reverberación TR para cada configuración. Dicho parámetro se estimó a partir del valor promedio obtenido en dos puntos receptores ubicados en ($x = 20$ m, $y = 3$ m, $z = 1.5$ m) y ($x = 20$ m, $y = 8$ m, $z = 1.5$ m). Se aprecia un excelente ajuste entre los modelos de difusión. Asimismo se observa una buena correlación con respecto a la técnica de rayos para la configuración con reflexiones difusas, con una diferencia máxima del 5 %. Sin embargo, el modelo de difusión no puede predecir correctamente el TR en el recinto con reflexiones totalmente especulares. Esto concuerda con lo determinado por Foy *et al.* (2009) con respecto a que el modelo de difusión no permite modelar adecuadamente la curva de decaimiento sonoro en recintos desproporcionados con reflexiones especulares. Esta limitación es inherente al proceso de difusión considerado.

El tiempo de cómputo promedio empleado, para la banda de octava analizada, es del orden de 900 s para el modelo de trazado de rayos, 30 s para la MDA (cálculo estacionario) y 1 s para el MDAS reducido (cálculo estacionario). El tiempo de cómputo promedio empleado en el cálculo transitorio es de 600 s para el MDA y 4 s para el MDAS reducido.

Se utilizó una malla de elementos finitos de 11211 nodos y 7584 elementos tetraédricos (promedio) para resolver el MDA, y 1056 nodos y 501 elementos triangulares para resolver el MDAS reducido.

	Tiempo de Reverberación TR (s)		
	Modelo de trazado de rayos (CATT-Acoustic™)	MDA	MDAS reducido
Reflexiones difusas	0.61	0.63	0.63
Reflexiones especulares	1.45	0.52	0.52

Tabla 7.4. Tiempos de reverberación para las configuraciones analizadas en el recinto de la Fig. 7.18.

7.1.6 Observaciones generales sobre el MDAS

A partir de los ejemplos presentados, se observa una muy buena correlación entre el MDA y el MDAS reducido en términos de la distribución horizontal y vertical del L_p , con diferencias máximas generalmente menores a 1 dB. Las comparaciones numéricas con la técnica de trazado de rayos muestran resultados consistentes con errores medios del orden de 0.2 a 0.7 dB.

Con respecto a los cálculos del tiempo de reverberación TR , el ajuste entre el MDA y el MDAS reducido es muy bueno con diferencias promedio del orden del 3 %. Las comparaciones con respecto al modelo de trazado de rayos muestran diferencias promedio del orden del 4 %. Los valores estimados del TR , no deberían diferir de los medidos (en este caso simulados por el modelo geométrico), en cada banda de frecuencias, en más de un 5 %. Este valor límite está basado en un umbral de percepción ampliamente aceptado (ISO 3382, 1997).

Para la estimación de los niveles sonoros L_p , los tiempos de cómputo requeridos por el MDA (estado estacionario) son al menos 10 veces menores que los empleados por la técnica de trazado de rayos. Por su parte, el MDAS reducido presenta tiempos computacionales entre 10 a 30 veces más rápidos que el MDA. Para el estado transitorio, los tiempos de cómputo requeridos por el MDAS reducido son entre 60 y 100 veces menores que los utilizados por el MDA. Esto representa una ventaja computacional significativa cuando es necesario realizar un gran número de simulaciones.

7.2 Validación de los metamodelos acústicos

A partir de lo expuesto en el Capítulo IV, los datos utilizados en la confección de los metamodelos se obtuvieron mediante diferentes estrategias de simulación computacional. Para ello se modelaron 10 recintos industriales rectangulares con diferentes dimensiones y configuraciones acústicas interiores, considerando en todos los casos, materiales de construcción típicos. Se tuvieron en cuenta distintas densidades de objetos en el interior de

cada recinto y diferentes tratamientos acústicos sobre las superficies interiores contemplando materiales absorbentes de varias calidades y espesores (lana mineral, lana de vidrio). Los coeficientes de absorción, tanto del piso como de los objetos interiores, se consideraron constantes para todas las configuraciones.

En cada recinto se combinaron distintas ubicaciones de una fuente puntual omnidireccional y un receptor (ambos a una altura de 1.5 m) de manera de obtener una caracterización completa del campo acústico. Para esto, se varió el número total de ubicaciones del receptor entre 6 y 12, y el número total de ubicaciones de la fuente puntual entre 5 y 8, obteniéndose una combinación mínima y máxima de relaciones fuente-receptor de 30 y 96, respectivamente.

Además, se consideraron distintas combinaciones de los coeficientes de absorción de las superficies y de las densidades de los objetos distribuidos en el interior de cada recinto, consiguiéndose un conjunto total de 4332 configuraciones. A partir de esto, en cada punto receptor se determinó el nivel de propagación SP (2.35) para las bandas de octava de 250, 500, 1000 y 2000 Hz.

El rango de los distintos parámetros geométricos y acústicos utilizados para la construcción de los metamodelos se presenta en la Tabla 7.5.

Previo al entrenamiento de las RNAs, se realizó un preproceso de los componentes del vector de entrada (variable SP) mediante una normalización y transformación de los mismos de manera de acotarlos dentro de un rango específico con media nula y un desvío estándar igual a uno. La normalización es importante especialmente en el caso del modelo neuronal de regresión generalizada GRNN ya que la función de activación se determina a partir de la distancia euclídea entre el vector de entrada y el centro de la función de activación (Nelles, 2001). Luego se realizó un análisis de componentes principales para completar el preproceso, ortogonalizando los componentes del vector de entrada de manera de que queden descorrelacionados (evitando la redundancia de datos) y eliminando aquellos componentes que producen la menor contribución a la variación en el conjunto de datos.

La utilización de estas dos técnicas estadísticas permite presentar los datos de entrada de una forma más compacta y mejora las propiedades numéricas de la optimización (entrenamiento de la red).

Finalmente, el conjunto total de 4332 datos se dividió en grupos de entrenamiento (3540 datos), verificación y validación, estos dos últimos con aproximadamente un 10 % de datos cada uno (396 datos) del conjunto total. El grupo de entrenamiento se utiliza para estimar

los parámetros de las RNAs, el grupo de verificación para comprobar la generalización de las mismas durante el entrenamiento, a los efectos de evitar posibles efectos de sobreentrenamiento, y el grupo de validación para determinar de forma independiente los modelos finales, los cuales se aplican a cualquier base de datos nueva.

Parámetro	Símbolo	Unidad	Rango del parámetro
Largo	L	m	12 / 32
Ancho	W	m	4 / 10
Altura	H	m	3.5 / 8
Densidad de objetos	ϑ_{fit}	1/m	0.0001 / 0.2
Coordenada x del receptor	r_x	m	1 / 31
Coordenada y del receptor	r_y	m	0.5 / 9.5
Coordenada x de la fuente	rs_x	m	2 / 26
Coordenada y de la fuente	rs_y	m	1 / 9
Distancia fuente-receptor	$dist_{rs-r}$	m	1.12 / 29.95
Coeficiente de absorción α en las paredes	$\alpha_{paredes_250}$	–	0.07 / 0.35
	$\alpha_{paredes_500}$	–	0.08 / 0.6
	$\alpha_{paredes_1000}$	–	0.08 / 0.7
	$\alpha_{paredes_2000}$	–	0.09 / 0.75
Coeficiente de absorción α en el techo	α_{techo_250}	–	0.07 / 0.28
	α_{techo_500}	–	0.08 / 0.66
	α_{techo_1000}	–	0.08 / 0.82
	α_{techo_2000}	–	0.08 / 0.82
Nivel de propagación sonora SP	SP_{250}	dB	-27.22 / -5.92
	SP_{500}	dB	-36.91 / -6.05
	SP_{1000}	dB	-40.77 / -6.12
	SP_{2000}	dB	-41.4 / -6.3

Tabla 7.5. Rangos de las variables utilizadas para la construcción de los metamodelos.

Para cuantificar el ajuste de los valores estimados del nivel SP mediante los modelos resultantes, se utilizaron los siguientes indicadores estadísticos: la raíz del error cuadrático medio $rmse$ (*root mean square error*), el error máximo absoluto mae (*maximum absolute error*) y el coeficiente de correlación R^2 .

7.2.1 Metamodelos obtenidos a partir de la técnica de trazado de rayos

En esta sección se realiza la validación de los modelos obtenidos mediante las RNAs tipo MLP y GRNN, y entrenados a partir de la base de datos generada con la técnica de trazado de rayos implementado en el programa SoundPlan[®]. Esta metodología corresponde a la estrategia A presentada en la sección 4.2.2 (Cortínez y Sequeira, 2009a).

Para comprobar la capacidad de los modelos en reproducir datos erróneos con buena aproximación, se introdujo en el conjunto de entrenamiento una pequeña componente aleatoria con distribución uniforme y que hará las veces de “*error*” de medición, correspondiente a un aumento del 5 y 10 % sobre el nivel de propagación sonora *SP*.

En las Tablas 7.6 a 7.9 se muestra el desempeño logrado por los modelos a partir de los indicadores estadísticos para cada banda de octava considerada. Asimismo, se presenta la eficacia de predicción contemplando el error de medición introducido en la etapa de entrenamiento.

	Sin error de medición			Con error de medición (5 % sobre el <i>SP</i>)			Con error de medición (10 % sobre el <i>SP</i>)		
	rmse	mae	R ²	rmse	mae	R ²	rmse	mae	R ²
MLP	0.59	1.46	0.98	0.64	1.53	0.97	0.79	1.78	0.96
GRNN	1.01	4.39	0.88	1.03	4.95	0.87	1.05	5.04	0.87

Tabla 7.6. Validación de los modelos para la banda de 250 Hz (unidades del rmse y del mae en dB).

	Sin error de medición			Con error de medición (5 % sobre el <i>SP</i>)			Con error de medición (10 % sobre el <i>SP</i>)		
	rmse	mae	R ²	rmse	mae	R ²	rmse	mae	R ²
MLP	0.45	1.28	0.99	0.77	1.67	0.98	0.85	1.77	0.98
GRNN	1.35	5.64	0.89	1.37	6.24	0.89	1.42	6.55	0.89

Tabla 7.7. Validación de los modelos para la banda de 500 Hz (unidades del rmse y del mae en dB).

	Sin error de medición			Con error de medición (5 % sobre el <i>SP</i>)			Con error de medición (10 % sobre el <i>SP</i>)		
	rmse	mae	R ²	rmse	Mae	R ²	rmse	mae	R ²
MLP	0.51	1.27	0.99	0.8	1.68	0.98	0.85	1.76	0.98
GRNN	1.44	6.11	0.91	1.52	6.66	0.90	1.56	7.55	0.90

Tabla 7.8. Validación de los modelos para la banda de 1000 Hz (unidades del rmse y del mae en dB).

	Sin error de medición			Con error de medición (5 % sobre el <i>SP</i>)			Con error de medición (10 % sobre el <i>SP</i>)		
	rmse	mae	R ²	rmse	mae	R ²	rmse	mae	R ²
MLP	0.54	1.34	0.99	0.71	1.60	0.98	0.87	1.81	0.98
GRNN	1.45	6.25	0.91	1.57	6.85	0.90	1.87	7.67	0.90

Tabla 7.9. Validación de los modelos para la banda de 2000 Hz (unidades del rmse y del mae en dB).

A partir de los resultados expuestos se aprecia que, cuando no se considera error de

medición ambas RNAs muestran buenos ajustes, aunque la RNA tipo MLP presenta errores menores en función de los indicadores utilizados. Estos últimos no presentan grandes variaciones para las distintas bandas de octava. Se observan coeficientes de correlación R^2 bastante altos, con valores que van desde 0.98 a 0.99 y desde 0.88 a 0.91 para los modelos de RNA tipo MLP y GRNN, respectivamente. Los valores de rmse obtenidos varían entre 0.45 y 0.59 dB para la red tipo MLP, y entre 1.01 y 1.45 dB para la GRNN.

Al considerar error de medición, la eficacia de predicción de ambos modelos no presenta una disminución considerable.

En la Figura 7.22, se muestra la comparación, para la banda de 1000 Hz, entre los valores simulado y estimados del nivel SP sin error de medición, para dos recintos con configuraciones geométricas y acústicas no utilizadas durante el proceso de entrenamiento. El recinto 1 presenta un volumen $V = 20 \times 8 \times 4.5 \text{ m}^3$ y una densidad de objetos $\vartheta_{fit} = 0.05 \text{ l/m}$. El recinto 2 presenta un $V = 25 \times 5 \times 6.5 \text{ m}^3$ y una densidad de objetos $\vartheta_{fit} = 0.15 \text{ l/m}$. Las variables restantes se consideraron iguales en ambos recintos.

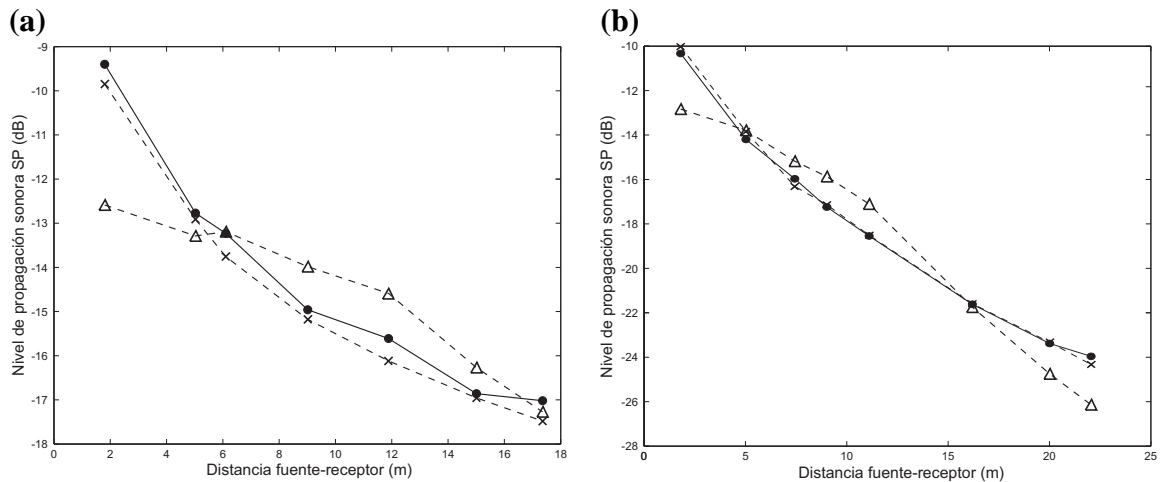


Figura 7.22. Comparación entre el nivel SP simulado (—●—) y estimado mediante la RNA tipo MLP (—×—) y GRNN (—△—) para la banda de octava de 1000 Hz: (a) Recinto 1, (b) Recinto 2.

7.2.2 Metamodelo obtenido a partir del MDAS

En esta sección se examina la eficacia durante el proceso de validación del modelo obtenido mediante las RNA tipo MLP y entrenado a partir de los datos generados con el MDAS reducido. Esta metodología corresponde a la estrategia B presentada en la sección 4.2.2 (Sequeira y Cortínez, 2011b).

En este caso se utilizó únicamente la RNA tipo MLP debido a que esta presenta un mejor

desempeño, para la base de datos adoptada, en función de los resultados obtenidos en la sección anterior. No se consideró error de medición en los datos de entrenamiento.

La Figura 7.23a muestra la correlación entre los valores de SP simulados mediante el MDAS y estimados con la RNA, considerando los datos de validación para la banda de octava de 1000 Hz. La Figura 7.23b exhibe la comparación entre ambos modelos, para la banda de 1000 Hz, contemplando una configuración de un recinto particular con parámetros correspondientes al grupo de validación. Dichos parámetros son: volumen $V = 20 \times 8 \times 4.5 \text{ m}^3$, $\vartheta_{fit} = 0.05 \text{ 1/m}$, $\alpha_{paredes} = 0.08$ y $\alpha_{techo} = 0.69$.

Los valores de los indicadores estadísticos rmse (mae) obtenidos son: 0.64 dB (0.50 dB), 0.90 dB (0.70 dB), 1.21 dB (0.94 dB) y 1.38 dB (1.01 dB) para las bandas de octava de 250, 500, 1000 y 2000 Hz, respectivamente. Además, todos los cálculos presentan valores de $R^2 > 0.98$. En términos generales, los resultados muestran una buena correlación con una diferencia promedio del orden de 1.5 dB.

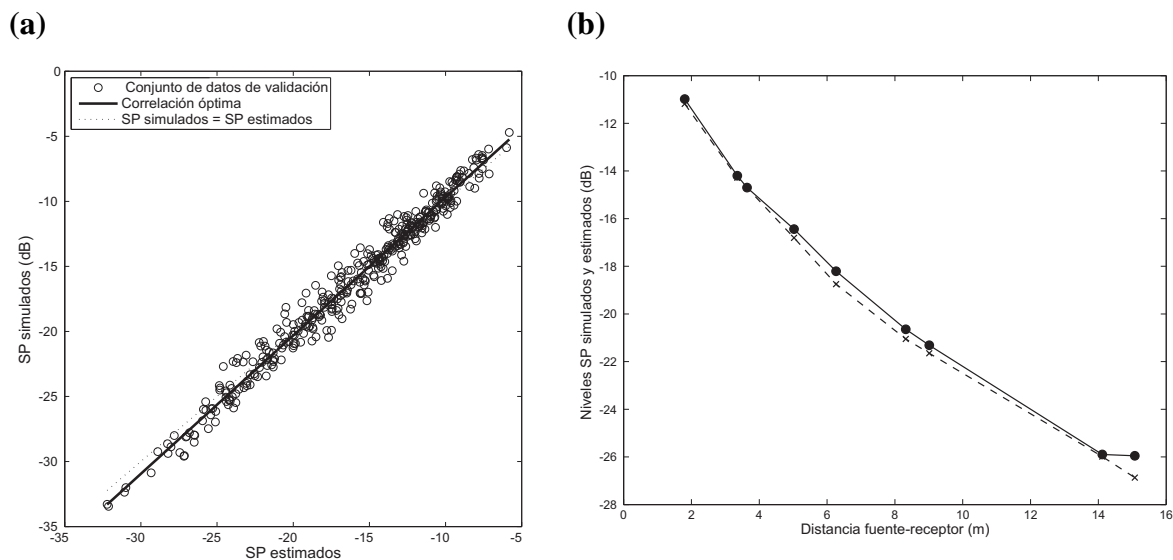


Figure 7.23. (a) Correlación entre el nivel SP simulado con el MDAS reducido y estimado a partir de la RNA tipo MLP en la etapa de validación. (b) Comparación entre el nivel SP simulado a partir del MDAS (—●—) y estimado mediante la RNA tipo MLP (—×—) para un recinto con características obtenidas del conjunto de datos de validación.

7.2.3 Metamodelo de caja gris

La determinación del metamodelo de caja gris se corresponde con la estrategia C expuesta en la sección 4.2.2 (Sequeira y Cortínez, 2009). El entrenamiento se realizó utilizando la RNA tipo MLP.

En la Tabla 7.10 se muestra el desempeño logrado, en función de los indicadores estadísticos anteriormente utilizados, tanto para la estimación de la función de corrección C como del nivel SP . Puede observarse que el modelo muestra un buen ajuste, sin grandes variaciones para las distintas bandas de octava. Se observan, coeficientes de correlación R^2 altos, con valores que van desde 0.94 a 0.92 para la estimación de C , y valores desde 0.97 a 0.95 para la estimación del nivel SP . Los valores de rmse obtenidos son aceptables, con rangos entre 0.05 y 0.07 dB, y entre 1.24 y 1.50 dB para los valores estimados de C y SP , respectivamente.

Banda de octava (Hz)	Variable	rmse	mae	R^2
250	$C=SP/SP_{sab}$	0.07	0.14	0.92
	SP	1.24	2.66	0.97
500	$C=SP/SP_{sab}$	0.07	0.17	0.92
	SP	1.27	3.44	0.96
1000	$C=SP/SP_{sab}$	0.07	0.15	0.93
	SP	1.40	4.04	0.95
2000	$C=SP/SP_{sab}$	0.05	0.12	0.94
	SP	1.50	4.30	0.95

Tabla 7.10. Eficacia en la predicción de los coeficientes C y de los niveles SP .

En la Figura 7.24 se muestra una comparación entre los niveles SP simulados (a partir de la técnica de trazado de rayos, implementada en el programa comercial SoundPlan® y, aquellos estimados por: el modelo de RNA tipo MLP (caja negra), el modelo de campo difuso y el modelo de caja gris (éste último determinado a partir del coeficiente de corrección C), para un recinto con una configuración geométrica y acústica acotada al conjunto de datos de validación. Dicho recinto presenta un volumen $V = 32 \times 4 \times 3.5 \text{ m}^3$ y las siguientes característica acústicas: $\alpha_{\text{pared}} = 0.35, 0.6, 0.7$ y 0.75 , y $\alpha_{\text{techo}} = 0.07, 0.08, 0.08$ y 0.09 , para las bandas de 250, 500, 1000 y 2000 Hz, respectivamente.

Puede observarse que el modelo de campo difuso considera, lógicamente, un campo sonoro reverberante uniforme, mientras que el modelo de caja gris tiene en cuenta las variaciones sonoras en el campo lejano, igualando (e incluso mejorando) las propiedades de interpolación con respecto al modelo de RNA tipo MLP.

Por otra parte, al considerar la zona fuera del dominio del entrenamiento, el modelo de RNA tipo MLP presenta un pobre desempeño, mientras que el modelo de caja gris mejora las propiedades de extrapolación.

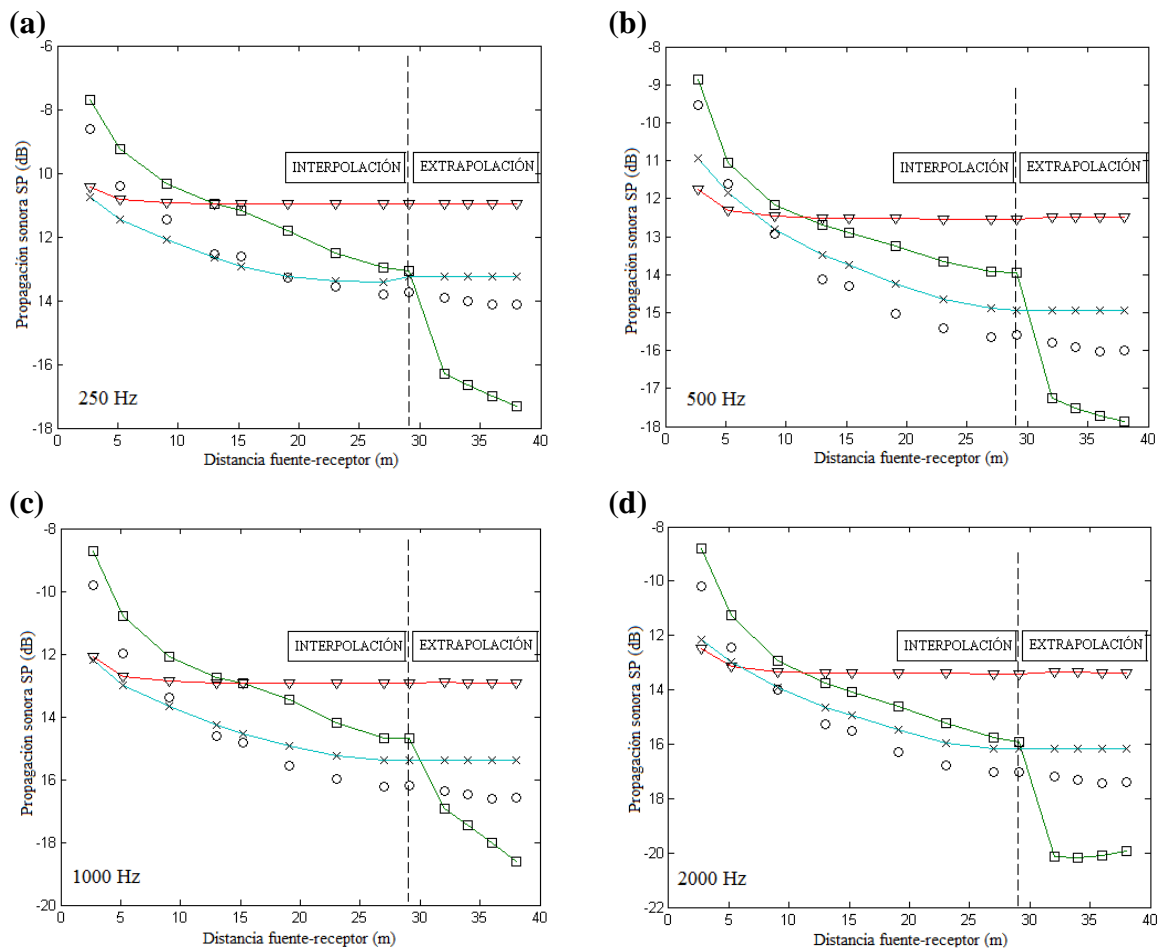


Figura 7.24. Comparación entre el nivel SP simulado ($-\circ-$) y estimado por el modelo de RNA tipo MLP ($-\square-$), por el modelo de campo difuso ($-\nabla-$) y por el modelo de caja gris ($-\times-$): (a) 250 Hz, (b) 500 Hz, (c) 1000 Hz y (d) 2000 Hz.

7.1.6 Observaciones generales sobre los metamodelos acústicos

Los distintos modelos acústicos presentan una eficacia de predicción adecuada en términos de la distribución del nivel SP , para la familia de recintos considerada. En el caso de los modelos obtenidos a partir de la técnica de trazado de rayos (estrategia A) y las RNAs tipo MLP y GRNN, los ajustes logrados son aceptables aun contemplando cierto error en la base de datos de entrenamiento. La utilización de la RNA tipo MLP presenta un mejor desempeño con respecto a la GRNN. En tal sentido, la primera se utilizó para entrenar el modelo generado a partir del MDAS reducido (estrategia B). En este caso, el ajuste logrado es también muy bueno. Finalmente, el modelo de caja gris, generado a partir del modelo de campo difuso y la RNA tipo MLP (estrategia C), exhibe una eficacia comparable con los modelos restantes y además presenta una ventaja adicional asociada a

una mejora en las propiedades de extrapolación.

Por su parte, los tiempos de cómputo durante la etapa de entrenamiento fueron de aproximadamente 13320 s (3.7 horas) para los modelos contemplados en las estrategias A y C, y de 1770 s (0.2 horas) para el modelo generado a partir del MDAS reducido (estrategia B). Es interesante remarcar que el mismo procedimiento realizado a partir de la estrategia B, pero utilizando el MDA en lugar del MDAS reducido para generar la base de datos, requeriría un tiempo de cálculo de 6240 s (1.7 horas).

En el siguiente capítulo se presenta una implementación del enfoque de rediseño óptimo utilizando el metamodelo generado mediante la estrategia A. A pesar que esta última presenta tiempos de cómputo mayores a la estrategia B, su elección está motivada por el hecho de mostrar una metodología diferente que no utilice el modelo de difusión para estimar los niveles sonoros.

CAPITULO VIII

APLICACIONES NUMÉRICAS

En este capítulo se presentan diferentes ejemplos numéricos donde se implementa el enfoque de rediseño acústico óptimo para recintos industriales en el rango de baja y alta frecuencia. Para ello, se utilizan varios enfoques a partir de la utilización de la ecuación de Helmholtz, el modelo de difusión bidimensional MDAS reducido y los metamodelos acústicos, en combinación con la técnica de optimización matemática Recocido Simulado. En cada caso analizado, se evalúa la robustez y velocidad de convergencia de los distintos enfoques. En particular, se presenta además un ejemplo numérico donde se realiza el diseño acústico óptimo preliminar en una sala destinada a la interpretación musical.

Como paso previo al enfoque de rediseño, se valida el MDAS a partir de la comparación con la técnica de trazado de rayos implementada en el programa CATT-Acoustic™. Durante el transcurso del presente capítulo, el MDAS reducido se denominará simplemente MDAS.

8.1 Identificación de las condiciones acústicas en recintos industriales contemplando alta frecuencia

En esta sección se presenta el enfoque para la caracterización de las fuentes sonoras y propiedades acústicas de las superficies interiores de recintos industriales multi-fuente en el rango de alta frecuencia ($f > 250$ Hz). Esto se realiza a partir de la determinación del campo acústico, mediante medición directa, considerando todas las fuentes actuando simultáneamente. Los puntos de medición seleccionados se localizan en zonas alejadas del ruido directo proveniente de las distintas fuentes. La metodología implementada combina la utilización del MDAS con el esquema modificado de la técnica heurística Recocido Simulado. La modificación propuesta en dicho esquema plantea una disminución del parámetro de control T dada por la expresión (6.34). Las reflexiones sobre las superficies se consideran completamente difusas.

Se adoptan como variables a identificar los niveles de potencia sonora L_w de las fuentes y los coeficientes de absorción α de los materiales considerados en las superficies. En este caso, las ubicaciones de las fuentes sonoras se presuponen conocidas (esto tiene un sentido práctico si se pretende identificar las fuentes principales). Los cálculos se realizan para la

banda de octava de 1000 Hz. Es claro que el mismo procedimiento se puede utilizar considerando cualquier banda de octava dentro del rango de frecuencias medias y altas donde el modelo de difusión acústica tiene validez.

Se evalúa la robustez del proceso a partir de considerar diferentes cantidades de puntos de medición dentro del recinto y cierto porcentaje de “error” en las mediciones de los niveles sonoros. De esta manera se pretende emular valores medidos reales y estudiar la ubicación y la cantidad de puntos de medición necesaria para obtener resultados satisfactorios.

Para los casos estudiados en esta sección, la expresión de la función objetivo FO se modifica levemente en comparación con la presentada en el Capítulo VI. En tal sentido, se utiliza la raíz del error cuadrático medio rmse, es decir, la raíz cuadrada de la medida de las diferencias en promedio entre los valores de los niveles sonoros medidos y aquéllos estimados mediante el MDAS. Los niveles medidos se obtienen a partir de valores pseudo-experimentales simulados con la técnica de trazado de rayos implementada en el programa CATT-AcousticTM. De esta manera, la función objetivo queda expresada como

$$FO = \sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{(L_p(\mathbf{r}_i)_{[medido]} - L_p(\mathbf{r}_i)_{[estimado]})^2}{N}}. \quad (8.1)$$

La utilización del rmse para establecer la FO presenta una mejor opción en comparación con el error cuadrático medio mse que coloca más peso en los errores grandes que en los pequeños (como resultado de elevar al cuadrado cada término), y por lo tanto enfatiza datos atípicos de maneras inconsistentes con la mediana de los datos de la muestra.

Se presentan dos ejemplos numéricos para evaluar la precisión y velocidad de convergencia del enfoque (Cortinez y Sequeira, 2010).

8.1.1 Recinto acoplado

Se considera un recinto industrial multi-fuente de 7 m de altura con un acoplamiento dado por una abertura ubicada en una partición. El esquema del recinto se presenta en la Figura 8.1. Se adoptaron 10 fuentes sonoras puntuales omnidireccionales cuyas ubicaciones y niveles de potencia se muestran en la Tabla 8.1. Los coeficientes de absorción elegidos son 0.02 en el piso, 0.05 en el techo, 0.15 en las superficies que conforman la partición y 0.15 en todas las superficies restantes. El coeficiente de absorción atmosférica es $m = 0.0007 \text{ m}^{-1}$. Se consideraron dos grupos de puntos de medición (grupo 1 y 2) para realizar el proceso de identificación (ver Figura 8.1).

Como paso previo a la identificación, se validó el MDAS a partir de una comparación con el MDA y con el método de trazado de rayos. En la Figura 8.2 se muestra la diferencia entre el MDA y el MDAS en función de la distribución del nivel sonoro en un plano horizontal ubicado en $z = 1.5$ m.

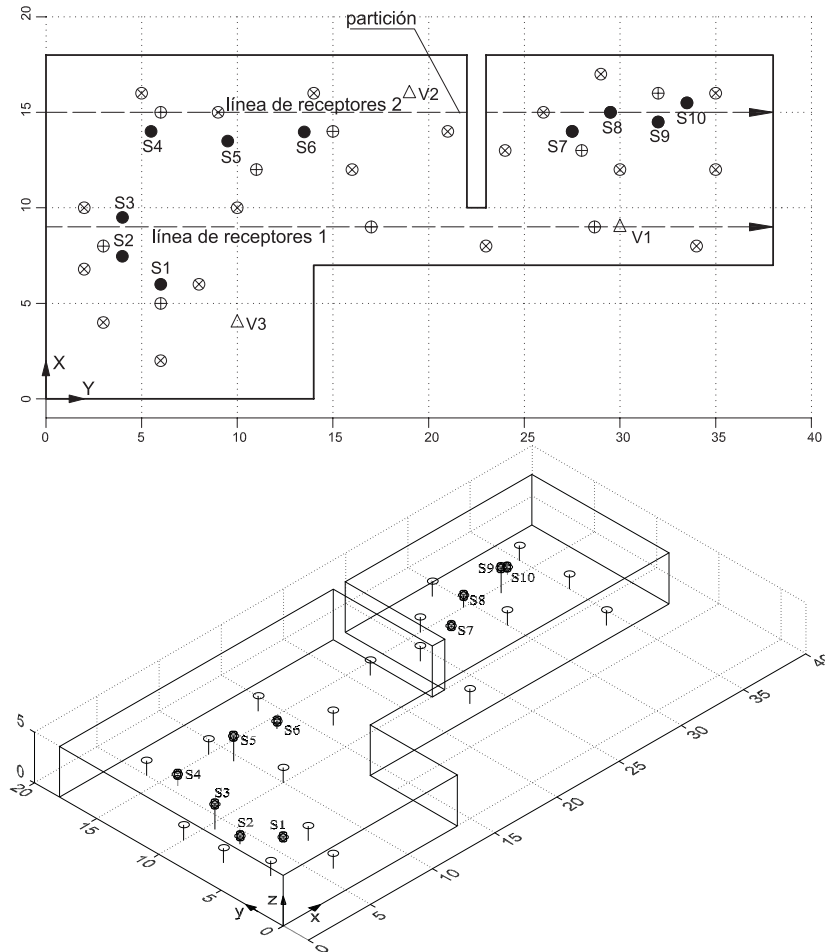


Figura 8.1. Configuración del recinto y distribución de las fuentes sonoras (S_j). Se consideran dos grupos de puntos de medición: grupo 1 (\otimes) y grupo 2 (\oplus). La validación del MDAS se realiza en función de la distribución del nivel sonoro en las líneas de receptores horizontales 1 y 2; y en las líneas de receptores verticales V1, V2 y V3 (unidades en m).

La Figura 8.3 presenta la comparación entre ambos modelos a lo largo del eje z en tres posiciones diferentes ubicadas en la línea vertical 1 ($x = 30$ m, $y = 9$ m), en la línea vertical 2 ($x = 19$ m, $y = 16$ m) y en la línea vertical 3 ($x = 10$ m, $y = 4$ m). Se aprecia que las diferencias entre el MDA y el MDAS son despreciables.

Fuente sonora	coordenadas (m)			L_w medido (dB)
	x	y	z	
S1	6	6	0.3	102
S2	4	7.5	0.8	105
S3	4	9.5	2.5	114
S4	5.5	14	1.2	101
S5	9.5	13.5	2.5	117
S6	13.5	14	0.8	100
S7	27.5	14	0.3	106
S8	29.5	15	1.2	102
S9	32	14.5	2.5	100
S10	33.5	15.5	0.8	110

Tabla 8.1. Nivel de potencia sonora y coordenadas de las fuentes consideradas en el recinto de la Fig. 8.1.

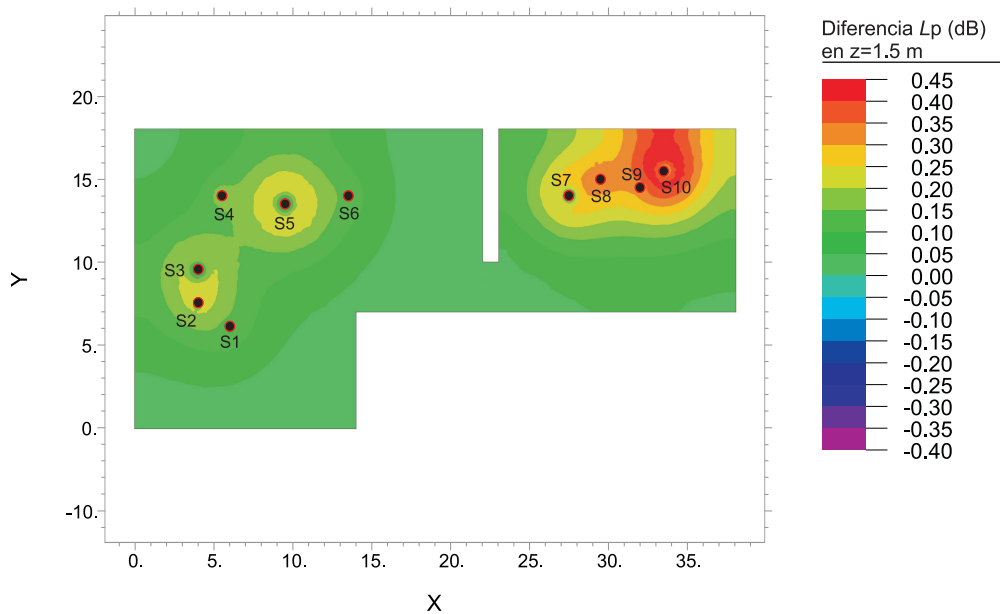


Figura 8.2. Diferencias entre el MDA y el MDAS en función del nivel sonoro L_p en $z = 1.5$ m.

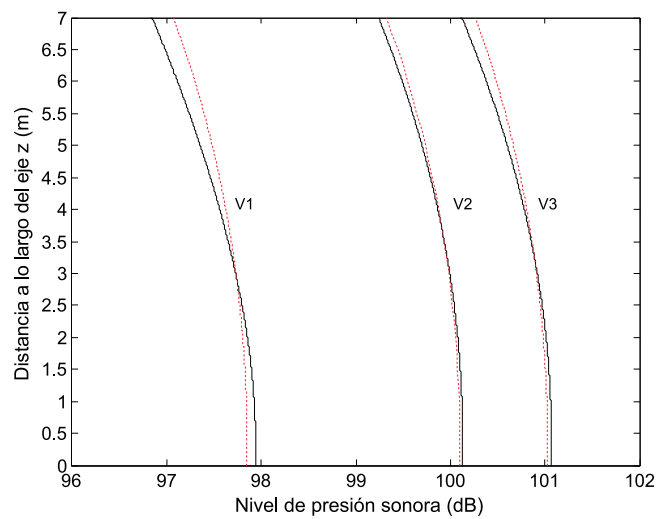


Figura 8.3. Distribución vertical del nivel sonoro L_p : MDA (—) y MDAS (---).

Las comparaciones con la técnica de trazado de rayos se muestran en la Figura 8.4. La distribución del nivel sonoro se evalúa a lo largo de las líneas de receptores 1 y 2, y a una altura de 1.5 m (ver Figura 8.1). Durante la simulación con el modelo de trazado de rayos, se utilizaron 80×10^4 rayos sonoros. Se aprecia que los modelos de difusión presentan un buen ajuste con el método de trazado de rayos con un error medio y un error máximo de 1 y 1.5 dB, respectivamente.

El tiempo de cálculo promedio utilizado durante la validación, para la banda de octava analizada, es del orden de 1300 s para el modelo de trazado de rayos, 35 s para la MDA y 1 s para el MDAS.

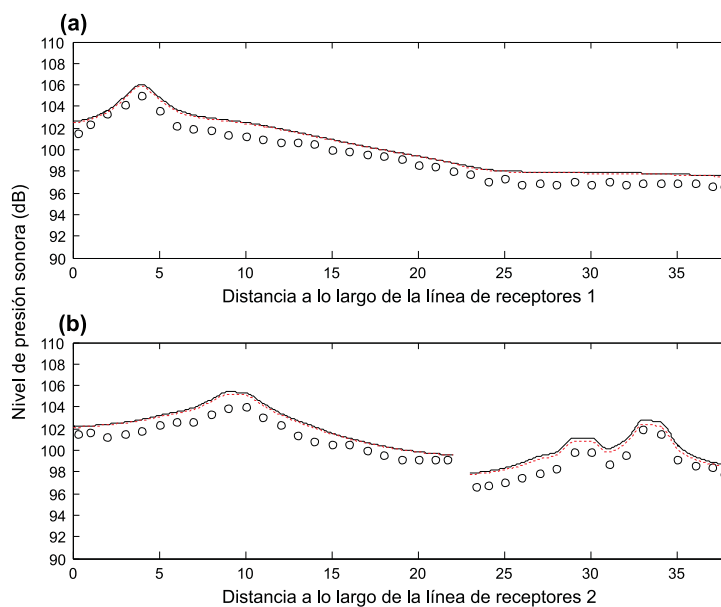


Figura 8.4. Distribución horizontal del nivel sonoro L_p a lo largo de (a) la línea de receptores 1 ($y = 9$ m) y (b) la línea de receptores 2 ($y = 15$ m) a una altura de 1.5 m: modelo de rayos (\circ), MDA (—) y MDAS (---).

Una vez validado el MDAS se procede a realizar el proceso de identificación. El primer paso en tal sentido consiste en definir el dominio de búsqueda factible de las variables. En la Tabla 8.2 se muestran los valores límites máximos y mínimos para cada una de las 13 variables consideradas.

Por otro lado, se consideraron dos grupos de puntos de medición con diferentes densidades a fin de investigar la robustez del enfoque. Adicionalmente, se contemplaron distintos porcentajes de *error* en los valores de los niveles sonoros medidos (estimados numéricamente). Esto se realizó adoptando un número aleatorio que produce un aumento del nivel sonoro máximo de 1 y 2 dB (0.75 y 1.5 % de error, respectivamente). De esta manera es posible considerar la ambigüedad asociadas a las mediciones reales. Las

diferentes configuraciones adoptadas se presentan en la Tabla 8.3.

La Tabla 8.4 muestra los resultados del proceso de identificación para las configuraciones mencionadas.

Al considerar 28 puntos de medición (configuración i), los valores estimados de las variables son muy cercanos a los valores medidos. El valor de la FO obtenido (rmse) es de 0.52 dB y la máxima diferencia encontrada es de 3.2 dB para la variable L_{wS8} . En la Figura 8.5 se muestra la distribución de los niveles sonoros medidos y estimados en cada punto de medición para la configuración i.

Al analizar los resultados para la configuración ii (19 puntos de medición), se observa un valor de la $FO = 0.46$ dB con una diferencia máxima de 3.8 dB (L_{wS8}).

Al contemplar las configuraciones iii y iv, el proceso de identificación es menos preciso. Los resultados para la configuración iii muestran un valor de la $FO = 0.78$ dB con un error máximo de 3.5 dB. Para la configuración iv, $FO = 1.51$ dB y el error máximo es de 3.5 dB.

Variables	Límite inferior	Límite superior
L_{wS1} (dB)	97	107
L_{wS2} (dB)	100	110
L_{wS3} (dB)	99	119
L_{wS4} (dB)	96	106
L_{wS5} (dB)	112	122
L_{wS6} (dB)	95	105
L_{wS7} (dB)	101	111
L_{wS8} (dB)	97	107
L_{wS9} (dB)	95	105
L_{wS10} (dB)	105	115
α_{techo}	0.3	0.9
$\alpha_{partición}$	0.01	0.5
$\alpha_{paredes}$	0.01	0.5

Tabla 8.2. Valores límites de las variables utilizadas en el proceso de identificación.

Configuración	Descripción
i	28 puntos de medición (grupo 1 + grupo 2)
ii	19 puntos de medición (grupo 1)
iii	19 puntos y 0.75 % de error en los niveles medidos
iv	19 puntos y 1.5 % de error en los niveles medidos

Tabla 8.3. Configuraciones analizadas durante el proceso de identificación.

En la Figura 8.6 se muestra la evolución de la función objetivo para la configuración i. Se observa que en un comienzo se aceptan soluciones factibles que no mejoran el valor de la función objetivo, siendo éstas cada vez menos probables. Finalmente, la solución óptima

se encuentra cerca de las 350 iteraciones para un valor de la función objetivo de 0.52 dB. El tiempo de cómputo empleado durante el proceso de identificación fue de aproximadamente 600 s (0.16 horas). Es interesante destacar que el tiempo computacional necesario para realizar 350 iteraciones con el MDA sería del orden de 5.5 horas.

Variables	Valores medidos	Valores estimados			
		Configuración i	Configuración ii	Configuración iii	Configuración iv
L_{wS1} (dB)	102	101.1	101.3	101.9	101.8
L_{wS2} (dB)	105	104	104	101.7	100.3
L_{wS3} (dB)	114	113.7	114.8	114.2	117.3
L_{wS4} (dB)	101	98.8	103.3	100	100
L_{wS5} (dB)	117	114.9	116	116.4	116.5
L_{wS6} (dB)	100	101.5	98.8	96.7	96.7
L_{wS7} (dB)	106	105.8	103.9	103.9	104.3
L_{wS8} (dB)	102	98.8	98.2	99.9	104.9
L_{wS9} (dB)	100	101.6	97.9	96.5	96
L_{wS10} (dB)	110	107.9	111.1	109.6	110.9
α_{techo}	0.5	0.49	0.3	0.32	0.56
$\alpha_{partición}$	0.08	0.02	0.15	0.2	0.29
$\alpha_{paredes}$	0.15	0.21	0.29	0.14	0.1
FO (dB)		0.52	0.46	0.78	1.51
Tiempo de cómputo (s)		605	975.6	482.4	1028.4

Tabla 8.4. Resultados del proceso de identificación para las diferentes configuraciones estudiadas.

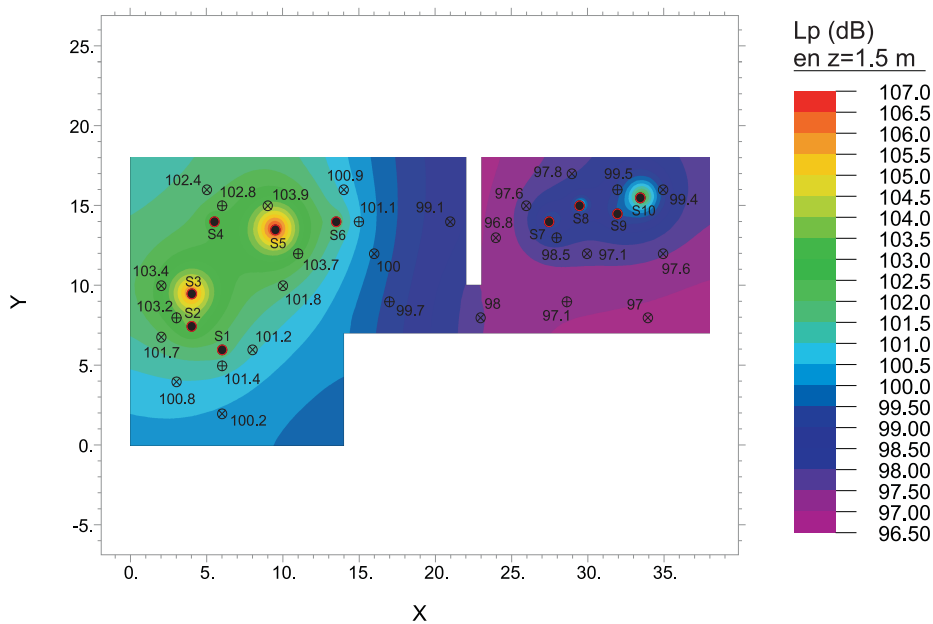


Figura 8.5. Nivel sonoro L_p medido y estimado en los puntos de medición para la configuración i.

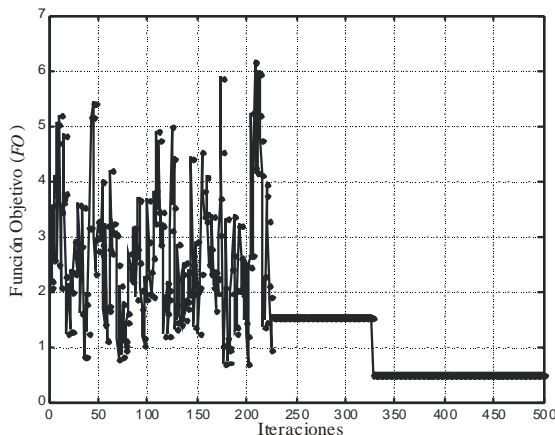


Figura 8.6. Evolución de la función objetivo durante el proceso de identificación para la configuración i.

8.1.2 Recinto con objetos distribuidos en su interior

En este caso, se analiza un recinto de 5 m de alto con 6 fuentes sonoras puntuales omnidireccionales y dos zonas con objetos bien demarcadas. Los volúmenes son de $6 \times 8 \times 3 \text{ m}^3$ ($\lambda_{\text{fitt}} = 2.8 \text{ m}$) y $6 \times 8 \times 5 \text{ m}^3$ ($\lambda_{\text{fitt}} = 2.3 \text{ m}$) para la zona de objetos 1 y 2, respectivamente. La configuración del recinto se muestra en la Figura 8.7. Los coeficientes de absorción adoptados para las superficies son: 0.5 para el techo, 0.02 para el piso, 0.28 para los objetos distribuidos en la zona 1, 0.15 para los objetos distribuidos en la zona 2, 0.15 para las superficies tratadas acústicamente y 0.08 para el resto de las superficies. El valor de la atenuación atmosférica es el mismo que en el ejemplo anterior. Las coordenadas y niveles de potencia sonora de las fuentes se presentan en la Tabla 8.5.

La validación del MDAS se realizó a partir de comparaciones con el MDA y con la técnica de trazado de rayos. La Figura 8.8 muestra las diferencias entre el MDAS y el MDA en función de la distribución de los niveles sonoros en un plano horizontal a una altura de 1.5 m. En la Figura 8.9 se observa la comparación en términos de los niveles sonoros a lo largo del eje z en cuatro posiciones diferentes ubicadas en: ($x = 4 \text{ m}$, $y = 6 \text{ m}$), ($x = 15 \text{ m}$, $y = 4 \text{ m}$), ($x = 23 \text{ m}$, $y = 4 \text{ m}$) y ($x = 29 \text{ m}$, $y = 13 \text{ m}$) para las líneas de receptores V1, V2, V3 y V4, respectivamente. Ambos gráficos evidencian que las discrepancias entre los modelos son prácticamente nulas.

En la Figura 8.10 se muestra la comparación con el modelo de trazado de rayos en función de la distribución de los niveles sonoros en las líneas de receptores 1, 2 y 3 y a una altura de 1.5 m. Las simulaciones con el modelo geométrico se realizaron utilizando 400×10^4 rayos sonoros y las zonas con objetos 1 y 2 se modelaron a partir de considerar 32 y 40 bloques rectangulares, respectivamente. Dichos bloques fueron distribuidos uniformemente

en cada zona. Se observa que los modelos de difusión son consistentes con el método de trazado de rayos con errores medios del orden de 1.4 dB. El error máximo es de 2.8 dB.

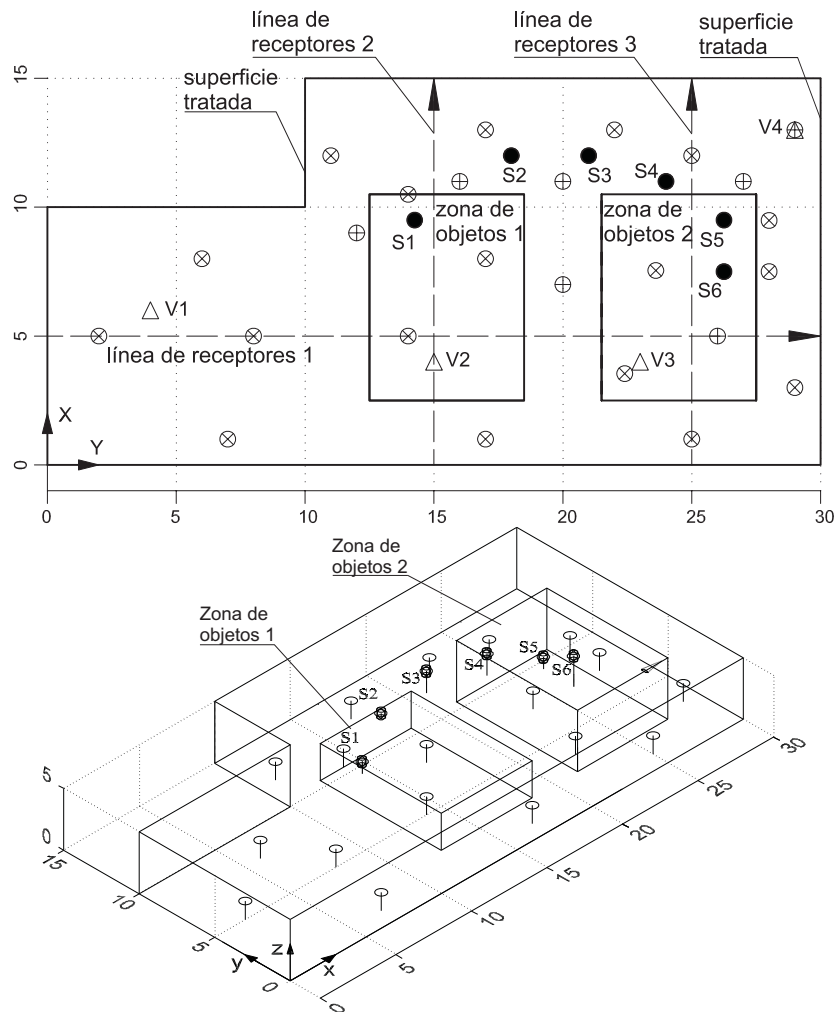


Figura 8.7. Configuración del recinto y distribución de las fuentes sonoras (S_j). Se consideran dos grupos de puntos de medición: grupo 1 (\otimes) y grupo 2 (\oplus). La validación del MDAS se realiza en función de la distribución del nivel sonoro en las líneas de receptores horizontales 1, 2 y 3; y en las líneas de receptores verticales V1, V2, V3 y V4 (unidades en m).

Fuente sonora	Coordenadas (m)			L_w medido (dB)
	x	y	z	
S1	14.25	9.5	1	95
S2	18	12	0.5	92
S3	21	12	1.8	92
S4	24	11	1.8	90
S5	26.25	9.5	1	95
S6	26.25	7.5	2.5	98

Tabla 8.5. Nivel de potencia sonora y coordenadas de las fuentes consideradas en el recinto de la Fig. 8.7.

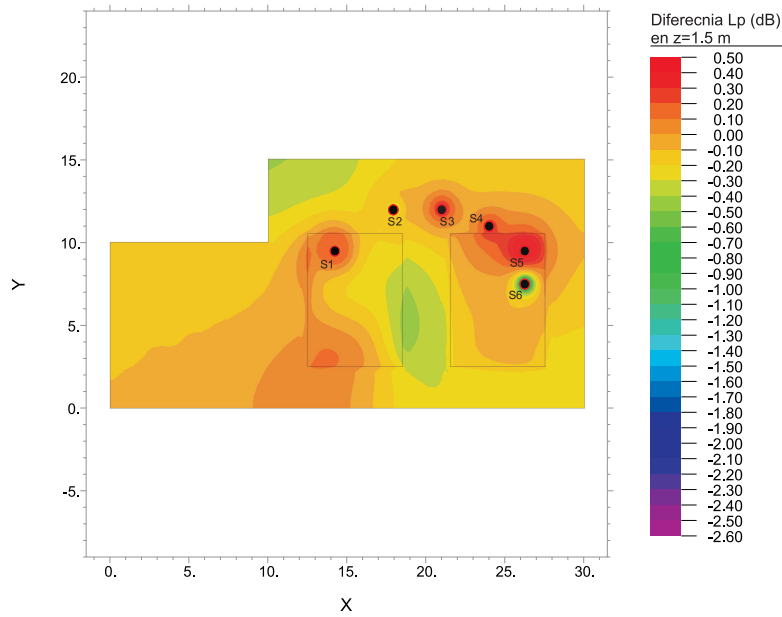


Figura 8.8. Diferencias entre el MDA y el MDAS en función del nivel sonoro L_p en $z = 1.5$ m.

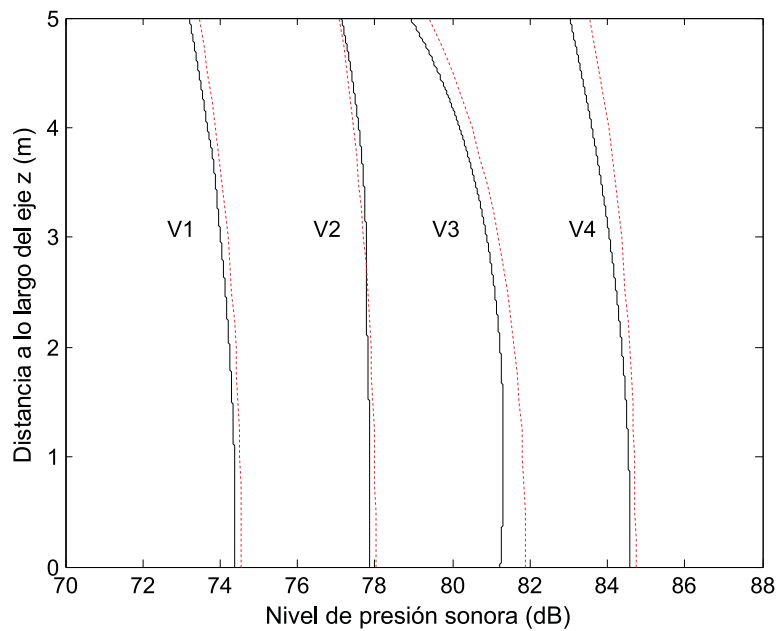


Figura 8.9. Distribución vertical del nivel sonoro L_p : MDA (—) y MDAS (---).

El tiempo de cálculo promedio, para la banda de octava analizada, es del orden de 5400 s para el modelo de trazado de rayos, 50 s para la MDA y 2 s para el MDAS.

A efectos de realizar adecuadamente el proceso de identificación y estudiar su efectividad, se adopta una región factible limitada para los posibles valores de las variables involucradas y se analizan configuraciones similares al ejemplo anterior. En la Tabla 8.6 se muestran los valores límites inferiores y superiores seleccionados para cada variable. En la Tabla 8.7 se exhiben las diferentes configuraciones estudiadas.

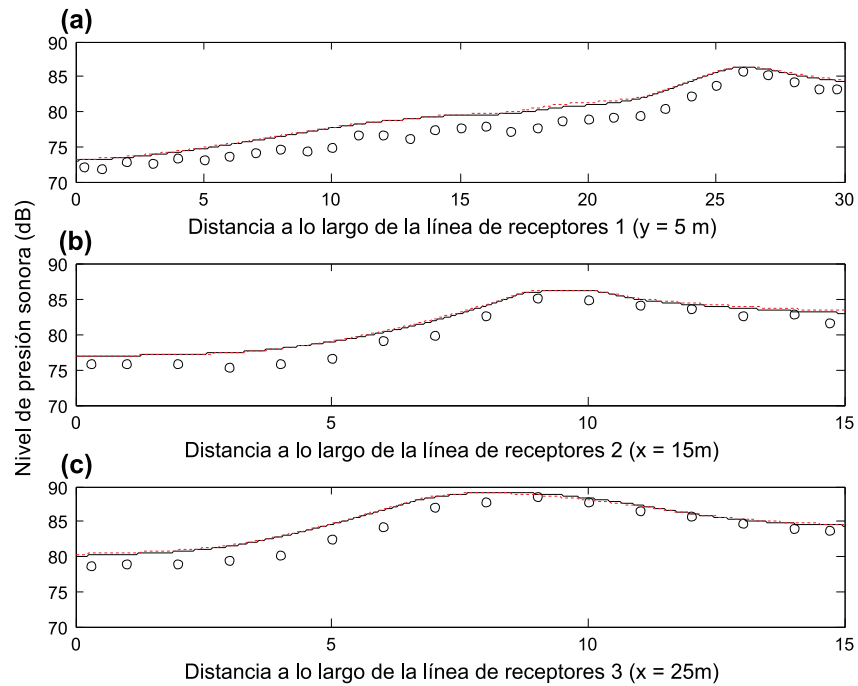


Figura 8.10. Distribución horizontal del nivel sonoro L_p a lo largo de (a) la línea de receptores 1 ($y = 5$ m), (b) la línea de receptores 2 ($y = 15$ m), y (c) la línea de receptores 3 ($y = 25$ m) a una altura de 1.5 m: modelo de trazado de rayos (\circ), MDA (—) y MDAS (---).

Variable	Límite inferior	Límite superior
L_{wS1} (dB)	90	100
L_{wS2} (dB)	87	97
L_{wS3} (dB)	87	97
L_{wS4} (dB)	85	95
L_{wS5} (dB)	90	100
L_{wS6} (dB)	92	103
α_{techo}	0.3	0.9
$\alpha_{paredes\ tratadas}$	0.01	0.5
$\alpha_{paredes}$	0.01	0.5
$\alpha_{zona\ de\ objetos\ 2}$	0.01	0.5

Tabla 8.6. Valores límites de las variables utilizadas en el proceso de identificación.

Configuración	Descripción
i	25 puntos de medición (grupo 1 + grupo 2)
ii	18 puntos de medición (grupo 1)
iii	18 puntos y 0.75 % de error sobre los niveles medidos
iv	18 puntos y 1.5 % de error sobre los niveles medidos

Tabla 8.7. Configuraciones analizadas durante el proceso de identificación.

La Tabla 8.8 muestra los resultados del proceso de identificación para las diferentes configuraciones. La tendencia general en relación con los resultados obtenidos es similar al ejemplo anterior.

Para la configuración i (25 puntos de medición), el valor de la $FO = 0.75$ dB y la máxima diferencia entre las variables medidas y estimadas es de 1.6 dB (L_{wS2}). En la Figura 8.11 se aprecia la distribución de los niveles sonoros medidos y estimados en cada punto de medición para dicha configuración. Los resultados para la configuración ii (18 puntos de medición) muestran un valor de la $FO = 0.59$ dB y una diferencia máxima de 3.3 dB para la variable L_{wS3} . En la configuración iii, el valor de la $FO = 0.99$ dB y la máxima diferencia encontrada es de 4.6 dB, correspondiente a la variable L_{wS3} . La configuración iv presenta un valor de la $FO = 1.34$ dB y un error máximo de 4.6 dB.

Variables	Valores “medidos”	Valores estimados			
		Configuración i	Configuración ii	Configuración iii	Configuración iv
L_{wS1} (dB)	95	93,9	93,5	95,00	94,6
L_{wS2} (dB)	92	90,4	89,9	93,70	95,2
L_{wS3} (dB)	92	90,4	88,7	87,40	87,4
L_{wS4} (dB)	90	89,1	87,7	89,90	90,2
L_{wS5} (dB)	95	94,6	95,1	95,60	96,3
L_{wS6} (dB)	98	97,8	96,9	97,50	94,6
α_{techo}	0,7	0,64	0,62	0,72	0,64
$\alpha_{paredes\ tratadas}$	0,08	0,15	0,15	0,18	0,28
$\alpha_{paredes}$	0,2	0,32	0,3	0,45	0,43
$\alpha_{zona\ de\ objetos\ 2}$	0,28	0,3	0,28	0,42	0,46
FO (dB)		0.75	0.59	0.99	1.34
Tiempo de cómputo (s)		16.48	21	23.94	28.84

Tabla 8.8. Resultados del proceso de identificación para las diferentes configuraciones analizadas.

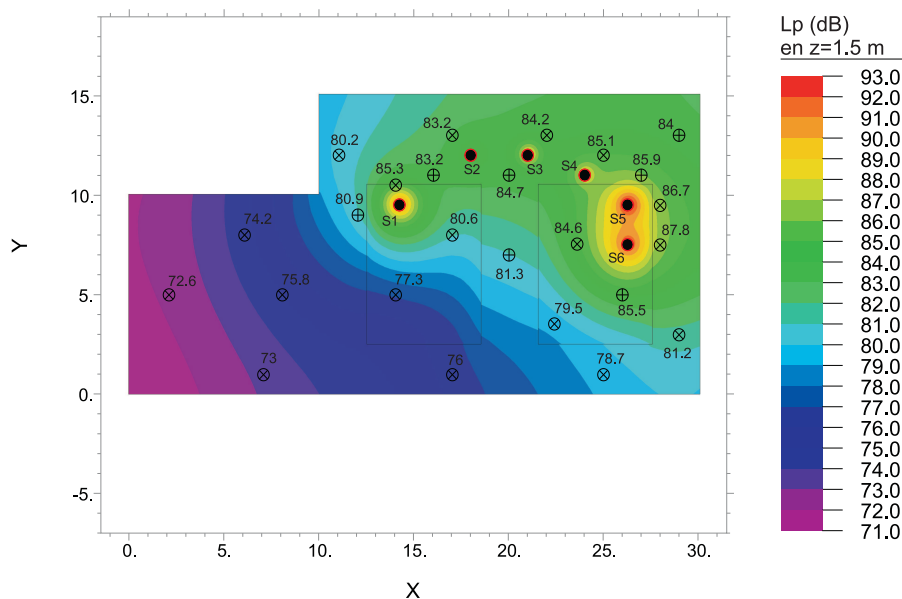


Figura 8.11. Nivel sonoro L_p medido y estimado en los puntos de medición para la configuración i.

La solución óptima se encuentra cerca de las 400 iteraciones con un valor de la función objetivo $FO = 0.75$ dB (configuración i) y un tiempo de cómputo de 1020 s (0.28 horas). El tiempo computacional necesario para realizar la misma cantidad de iteraciones con el MDA sería del orden de 7 horas.

8.2 Diseño óptimo de recintos industriales contemplando media y alta frecuencia

La metodología implementada para resolver el problema de diseño óptimo, combina la utilización del MDAS con la técnica heurística de Recocido Simulado. Asimismo, se comparan los esquemas modificado (6.34) y geométrico (6.33) del algoritmo de optimización a los efectos de evaluar los tiempos necesarios de cómputo y la convergencia lograda.

Para efectuar el proceso de diseño se adoptaron tres tipos diferentes de tratamientos acústicos posibles sobre las superficies interiores (paredes y techo) y dos tipos de encapsulamiento sobre las fuentes. Dichos valores se eligieron a partir de diferentes calidades de materiales absorbentes comerciales y valores de pérdida de transmisión PT de cerramientos comúnmente utilizados en estos casos. Los cálculos se realizaron para las bandas de octava de 250, 500, 1000 y 2000 Hz.

Las reflexiones sobre las superficies se consideraron completamente difusas. Las características de los materiales absorbentes así como también los valores de PT de los encapsulamientos seleccionados se presentan en las Tablas 8.9 y 8.10, respectivamente. En la Tabla 8.11 se muestra la relación entre el costo económico de cada tipo de tratamiento acústico y el correspondiente a 1 m^2 de panel absorbente con baja absorción. Estos datos se adoptaron a partir de valores aproximados obtenidos del mercado local.

La restricción impuesta durante el proceso radica en que el nivel sonoro total no debe superar el valor límite de 85 dB ($L_p(\mathbf{r}) < 85$ dB) en distintos puntos receptores \mathbf{r} ubicados a una altura de 1.5 m. Dichos puntos se localizan de manera que coincidan con aquellas zonas, dentro del recinto, alejadas del ruido directo proveniente de las distintas fuentes.

Como paso previo a la ejecución del enfoque de optimización, se realizaron comparaciones entre el MDAS y la técnica de trazado de rayos. Durante esta etapa, se evaluó la distribución de los niveles sonoros, para cada banda de octava considerada, contemplando una situación acústica particular en cada recinto. Dicha situación considera material con alto grado de absorción en el techo mientras que el resto de las superficies

interiores, como así también las fuentes sonoras se modelan sin tratamiento acústico.

La robustez del enfoque se evalúa a partir de dos ejemplos numéricos con características geométricas y acústicas inherentes a recintos industriales. Dichos ejemplos se presentan en las siguientes secciones (Cortínez y Sequeira, 2009b).

Superficie	Grado de absorción	Coeficiente de absorción α			
		250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
Pared, techo y piso	Sin tratamiento acústico	0.07	0.08	0.08	0.09
Pared y techo	Bajo	0.15	0.35	0.45	0.50
Pared y techo	Medio	0.25	0.41	0.50	0.55
Pared y techo	alto	0.35	0.60	0.70	0.75

Tabla 8.9. Coeficientes de absorción α , por banda de octava, en función de los diferentes grados de absorción del material acústico empleado.

Grado de aislación	Pérdida de Transmisión (dB)			
	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
Sin <i>PT</i>	0	0	0	0
<i>PT</i> media	15	20	24	29
<i>PT</i> alta	22	30	34	35

Tabla 8.10. Tipos de pérdida de transmisión *PT* por banda de octava.

Tipo de tratamiento acústico	Absorción/aislación baja	Absorción/aislación media	Absorción/aislación alta
Panel absorbente (1m ²)	1	3	5
Encapsulamiento	-----	200	300

Tabla 8.11. Costo económico hipotético de cada tratamiento acústico con relación al correspondiente a 1 m² de panel con baja absorción.

8.2.1 Recinto acoplado

Se considera un recinto de 4 m de altura y de geometría irregular. En la Figura 8.12 se muestra un esquema del mismo.

Se adoptaron 5 fuentes sonoras puntuales omnidireccionales, con una altura de 1 m cada una, cuyas ubicaciones y niveles de potencia sonora se muestran en la Tabla 8.12. Asimismo, se seleccionaron 31 receptores puntuales a los efectos de verificar la restricción durante el proceso de optimización.

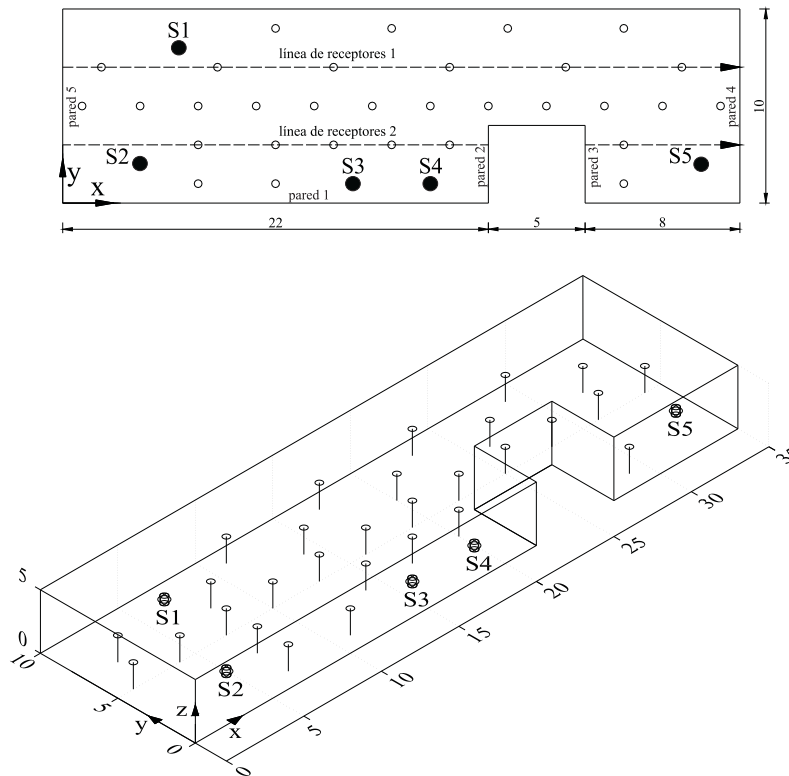


Figura 8.12. Geometría 2D y 3D del recinto de forma irregular con la ubicación de las fuentes sonoras (S_j) y de los receptores puntuales (\circ) considerados durante el proceso de optimización (unidades en m).

Fuentes sonoras	Coordenadas (m)		Nivel de potencia sonora L_w (dB)			
	x	y	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
S1	6	8	90	91	90	87
S2	4	2	86	89	92	92
S3	15	1	83	86	89	89
S4	19	1	83	86	89	89
S5	33	2	92	89	85	80

Tabla 8.12. Niveles de potencia y coordenadas de las fuentes consideradas en el recinto de la Fig. 8.12.

En la Figura 8.13 se muestra la validación del MDAS a partir de la comparación entre éste y el modelo de trazado de rayos en función de la distribución del nivel sonoro, para cada banda de octava analizada. Dicha comparación se realizó sobre dos líneas de receptores ubicadas en $y = 7$ m (línea de receptores 1), y en $y = 3$ m (línea de receptores 2), a una altura de 1.5 m (ver Figura 8.12). Durante la simulación realizada con el modelo de trazado de rayos, se utilizaron 80×10^4 rayos sonoros.

Se observa una diferencia promedio, en todas las bandas analizadas, del orden de 0.6 dB, con un error máximo de 1.1 dB. El tiempo de cómputo promedio empleado, para cada banda de octava, es de aproximadamente 1500 s para el modelo de trazado de rayos y menor a 1 s para el MDAS.

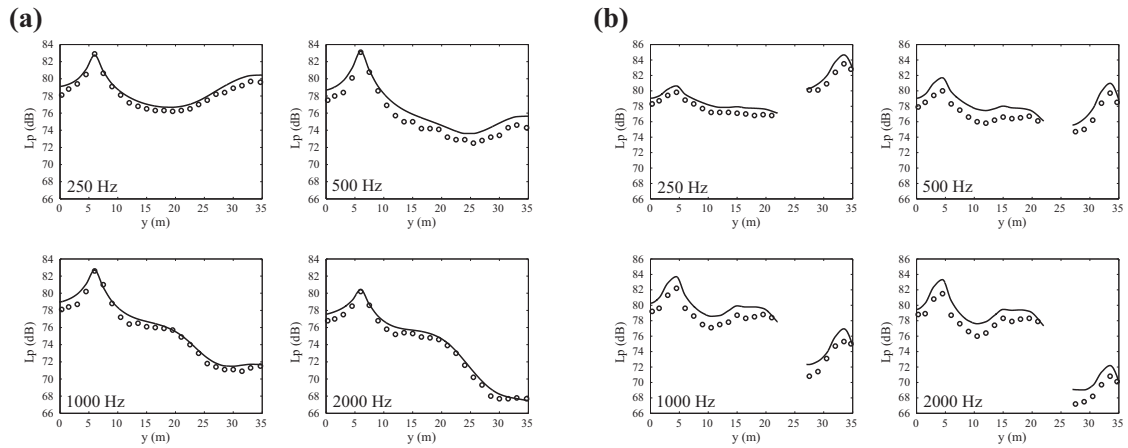


Figura 8.13. Distribución del nivel sonoro L_p , por banda de octava, en el recinto de la Fig. 8.12 considerando el modelo de trazado de rayos (\circ) y el MDAS (—): (a) sobre línea de receptores 1 ($y = 7$ m), (b) sobre línea de receptores 2 ($y = 3$ m).

La Figura 8.14 muestra la evolución de la función objetivo en función del número de iteraciones contemplando los dos esquemas de convergencia del algoritmo de optimización. Adicionalmente se puede observar la evolución del parámetro de control T .

La solución óptima se alcanza alrededor de las 800 y 325 iteraciones empleando el esquema de convergencia geométrico y modificado, respectivamente. En ambos casos, el valor del costo de instalación ($FO = 9920$) es el mismo y se encuentra muy cercano al mínimo absoluto ($FO_{\min} = 6580$). Este último, se obtuvo a partir de una búsqueda exhaustiva y con la finalidad de evaluar la robustez de la metodología implementada.

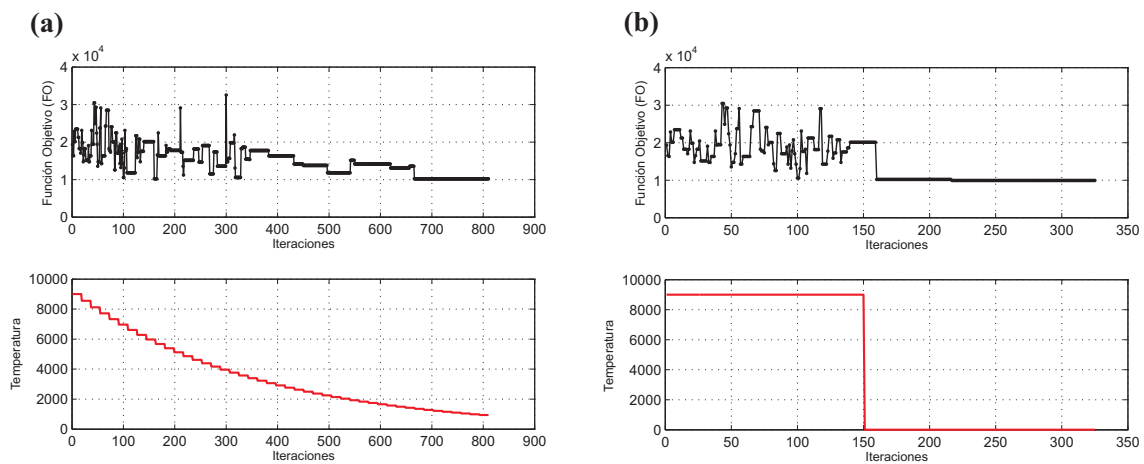


Figura 8.14. Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización: (a) esquema geométrico, (b) esquema modificado.

Los tiempos de cálculo fueron del orden de 1560 y 660 s utilizando el esquema

geométrico y modificado, respectivamente. Los resultados del proceso de optimización, utilizando el esquema modificado, se presentan en la Tabla 8.13.

En la Figura 8.15, se observa la distribución del nivel de presión sonora considerando la situación acústica original (sin tratamiento acústico) y posterior a la implementación del tratamiento acústico. Se aprecia que una vez implementados dichos tratamientos, el nivel sonoro total $L_p < 85$ dB en los 31 puntos receptores.

Variable	Valores obtenidos				Tipo de tratamiento acústico
	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	
PT_{S1} (dB)	22	30	34	35	aislación alta
PT_{S2} (dB)	15	20	24	29	aislación media
PT_{S3} (dB)	0	0	0	0	sin encapsulamiento
PT_{S4} (dB)	22	30	34	35	aislación alta
PT_{S5} (dB)	0	0	0	0	sin encapsulamiento
α_{techo}	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento
$\alpha_{pared 1}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento
$\alpha_{pared 2}$	0.15	0.35	0.45	0.50	absorción baja
$\alpha_{pared 3}$	0.15	0.35	0.45	0.50	absorción baja
$\alpha_{pared 4}$	0.25	0.41	0.50	0.55	absorción media
$\alpha_{pared 5}$	0.15	0.35	0.45	0.50	absorción baja

Tabla 8.13. Tipo de tratamiento acústico obtenido en el proceso de optimización utilizando el esquema modificado.

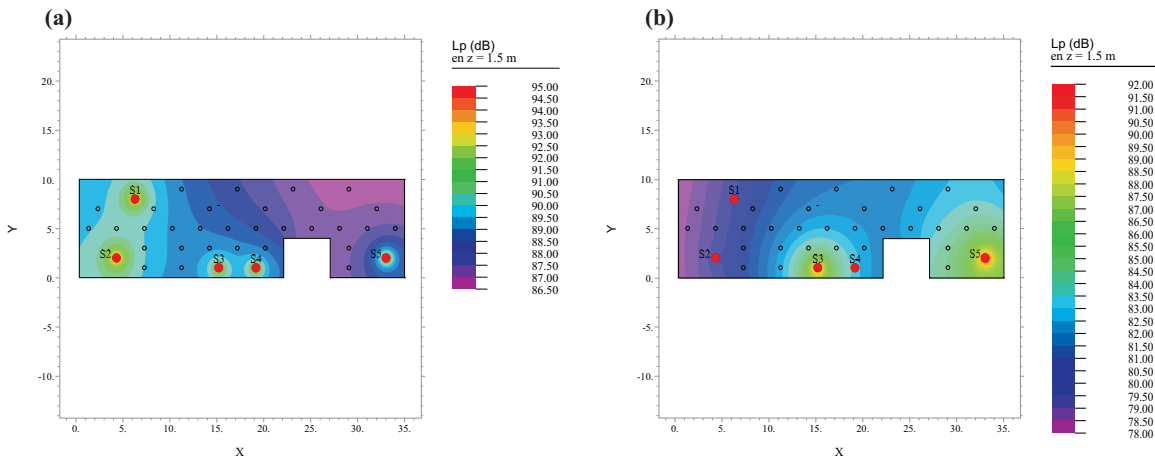


Figura 8.15. Distribución del nivel sonoro L_p : (a) sin tratamiento acústico, (b) con tratamiento acústico.

8.2.2 Recinto con objetos distribuidos en su interior

En este caso, se analiza un recinto multi-fuente de 5 m de altura con una zona con objetos distribuidos uniformemente de $6.75 \times 5.5 \times 3 \text{ m}^3$ ($\lambda_{\text{fitt}} = 2.3 \text{ m}$). Los coeficientes de absorción adoptados para los objetos son 0.11, 0.18, 0.28 y 0.25 para las bandas de octava de 250, 500, 1000 y 2000 Hz, respectivamente. Se consideraron 7 fuentes sonoras puntuales

omnidireccionales ubicadas a una altura de 1 m cada una y 34 puntos receptores para evaluar la restricción impuesta durante el proceso de optimización. En la Figura 8.16 se observa el esquema del recinto analizado junto con las ubicaciones de las fuentes sonoras y los receptores mencionados. Las ubicaciones y los niveles de potencia sonora de las fuentes se presentan en la Tabla 8.14.

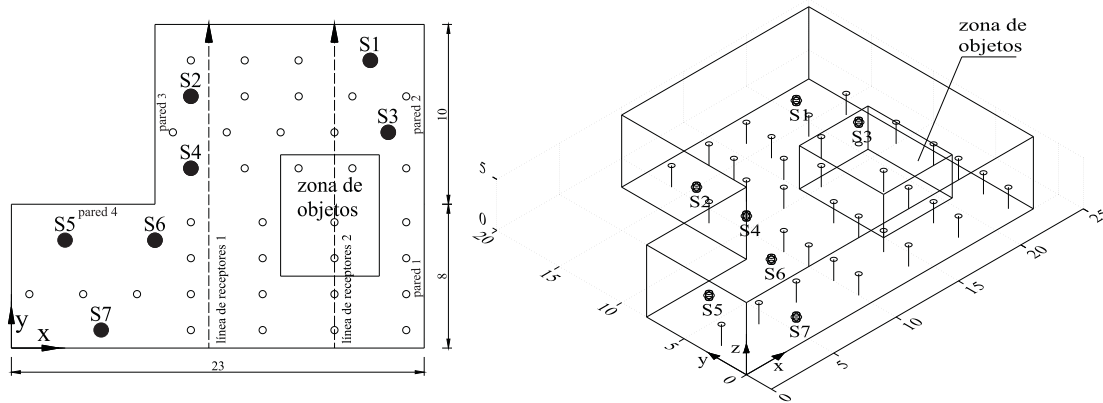


Figura 8.16. Geometría 2D y 3D del recinto con objetos en su interior con la ubicación de las fuentes sonoras (S_j) y de los receptores puntuales (\circ) considerados durante el proceso de optimización (unidades en m).

Fuentes sonoras	Coordenadas (m)		Nivel de potencia sonora L_{v_j} (dB)			
	x	y	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
S1	20	16	98	93	88	83
S2	10	14	92	89	85	80
S3	21	12	89	91	94	94
S4	10	10	99	100	101	101
S5	3	6	83	86	89	89
S6	8	6	83	86	89	89
S7	5	1	90	91	90	87

Tabla 8.14. Niveles de potencia y coordenadas de las fuentes consideradas en el recinto de la Fig. 8.16.

La validación del MDAS se realizó a partir de comparaciones con la técnica de trazado de rayos. En la Figura 8.17 se muestra tal comparación en función de la distribución del nivel sonoro para cada banda de octava considerada. Dicha comparación se realizó en dos líneas de receptores ubicadas en $x = 11$ m (línea de receptores 1) y en $x = 18.5$ m (línea de receptores 2), a una altura de 1.5 m (ver Figura 8.16). Durante la simulación con el método de trazado de rayos, se utilizaron 200×10^4 rayos sonoros, y la zona con objetos se consideró mediante 30 bloques rectangulares distribuidos uniformemente con un camino libre medio igual al empleado en el MDAS ($\lambda_{fit} = 2.3$ m).

Se observa un buen ajuste entre ambos modelos. La diferencia promedio, considerando todas las bandas de octava, es del orden de 1 dB y el error máximo es de 2.1 dB.

El tiempo de cómputo promedio empleado, para cada banda de octava, es de aproximadamente 3000 s para el modelo de trazado de rayos y de 1 s para el MDAS.

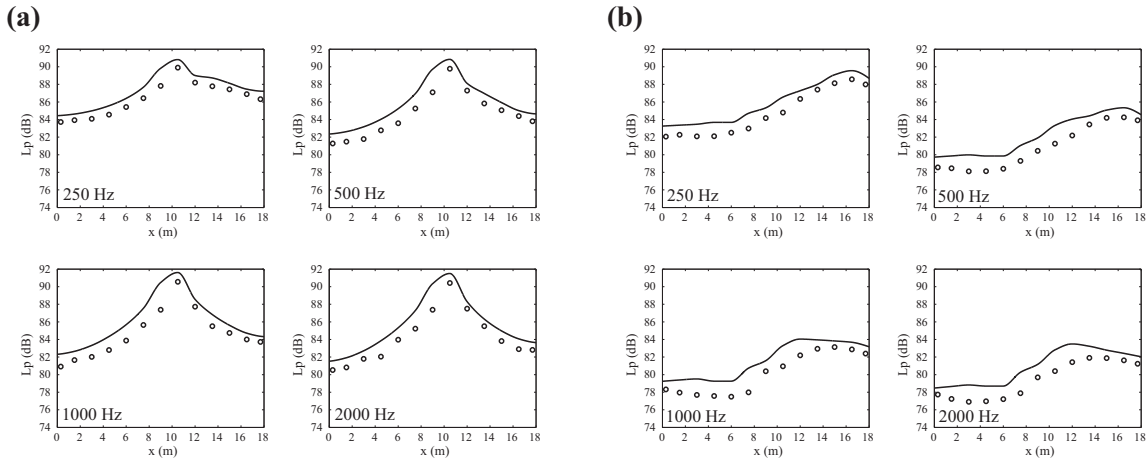


Figura 8.17. Distribución del nivel de presión sonora L_p , por banda de octava, en el recinto de la Fig. 8.16 considerando el modelo de trazado de rayos (○) y el MDAS (—): (a) sobre línea de receptores 1 ($x = 11$ m), (b) sobre línea de receptores 2 ($x = 18.5$ m).

Los resultados del proceso de optimización se muestran considerando los dos esquemas de convergencia (geométrico y modificado) utilizados en el algoritmo de Recocido Simulado. En la Figura 8.18 se exhibe la evolución de la función objetivo y del parámetro de control T en función del número de iteraciones.

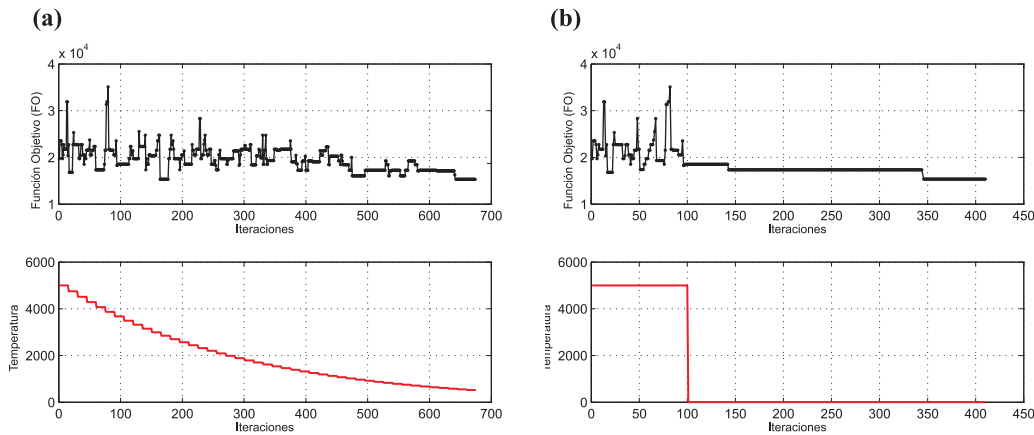


Figura 8.18. Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización: (a) esquema geométrico, (b) esquema modificado.

Se aprecia que la solución óptima se alcanza alrededor de las 650 y 400 iteraciones empleando el esquema de convergencia geométrico y modificado, respectivamente. En ambos casos, el valor del costo de instalación ($FO = 15340$) es el mismo y se encuentra

muy cercano al mínimo absoluto ($FO_{\min} = 14000$). Los tiempos de cálculo fueron del orden de 1380 y 780 s utilizando el esquema geométrico y modificado, respectivamente.

En la Tabla 8.15 se presentan los tipos de tratamientos acústicos obtenidos. En la Figura 8.19, se observa que, una vez contemplados los tratamientos acústicos sobre las fuentes y las superficies interiores, el $L_p < 85$ dB en los 34 puntos receptores.

Variable	Valores obtenidos				Tipo de tratamiento acústico
	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	
PT_{S1} (dB)	22	30	34	35	aislación alta
PT_{S2} (dB)	0	0	0	0	sin tratamiento
PT_{S3} (dB)	15	20	24	29	aislación media
PT_{S4} (dB)	15	20	24	29	aislación media
PT_{S5} (dB)	0	0	0	0	sin tratamiento
PT_{S6} (dB)	0	0	0	0	sin tratamiento
PT_{S7} (dB)	22	30	34	35	aislación alta
$\alpha_{\text{cielorraso}}$	0.15	0.35	0.45	0.50	absorción baja
$\alpha_{\text{pared 1}}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento
$\alpha_{\text{pared 2}}$	0.15	0.35	0.45	0.50	absorción baja
$\alpha_{\text{pared 3}}$	0.25	0.41	0.50	0.55	absorción media
$\alpha_{\text{pared 4}}$	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento

Tabla 8.15. Tipo de tratamiento acústico obtenido en el proceso de optimización utilizando el esquema modificado.

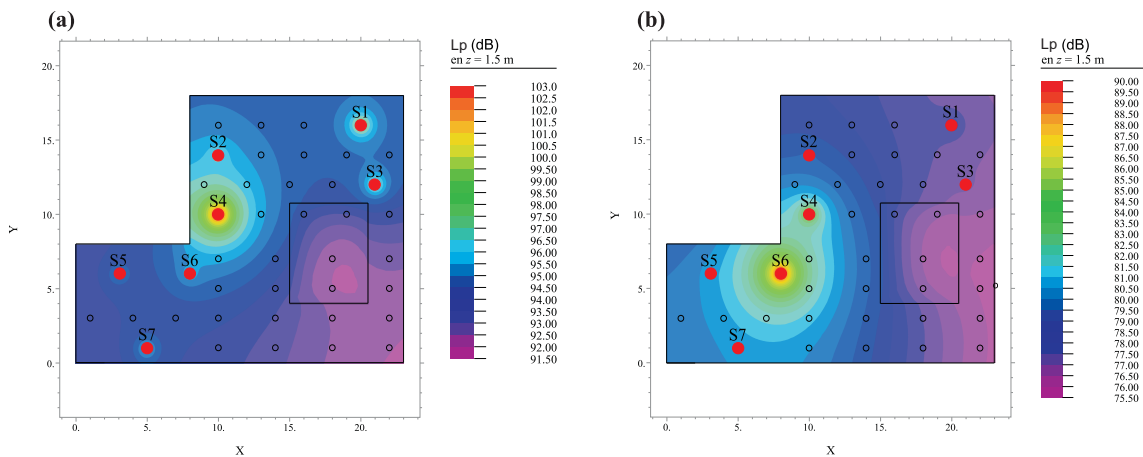


Figura 8.19. Distribución del nivel sonoro L_p : (a) sin tratamiento acústico, (b) con tratamiento acústico.

8.3 Diseño óptimo de recintos industriales contemplando baja y alta frecuencia

En esta sección, se implementa el enfoque de diseño óptimo en un recinto industrial multi-fuente contemplando señales de alta así como también de baja frecuencia. Para ello, se utilizan el MDAS y la ecuación de Helmholtz para caracterizar el campo acústico en el

rango completo de frecuencias de interés. Ambos modelos se resuelven mediante el método de los elementos finitos y se combinan con la técnica de Recocido Simulado modificada a fin de resolver el problema.

Se consideran estrategias tecnológicas tales como la incorporación de absorbentes multicapa en las superficies interiores (sistemas pasivos) y/o el encapsulamiento de las fuentes sonoras. Las primeras están asociadas con diferentes configuraciones de capas de materiales porosos, cámara de aire y paneles perforados, y los costos económicos por unidad de superficie están determinados de acuerdo a los espesores seleccionados. Los encapsulamientos de las fuentes sonoras están asociados con un único valor de pérdida de transmisión PT y el costo unitario de acuerdo con sus propiedades aislantes. De esta manera se contempla un encapsulamiento “ideal”, es decir, la aislación total de la potencia sonora emitida en cada banda de octava de interés. La principal limitación del diseño es procurar que el nivel de presión sonora total no supere el valor límite de 90 dBA.

Se eligió una configuración hipotética de un recinto industrial con una altura de 3 m (Cortínez y Sequeira, 2012). Se consideraron 3 fuentes sonoras puntuales omnidireccionales ubicadas a una altura de 1 m cada una y 12 puntos receptores para evaluar la restricción impuesta durante el proceso de optimización ($L_{pA} < 90$ dBA). Los puntos receptores se ubicaron a una altura de 1.5 m. El campo sonoro se evalúa para las bandas de octava de 125 Hz (baja frecuencia) y 250, 500, 1000 y 2000 Hz (alta frecuencia).

En la Figura 8.20 se observa el esquema del recinto analizado junto con las ubicaciones de las fuentes sonoras y los receptores mencionados. Las características acústicas de las fuentes sonoras se muestran en la Tabla 8.16.

Es importante observar que a los efectos de simplificar el cálculo numérico en baja frecuencia, se supone que las tres fuentes acústicas están emitiendo en fase a un tono puro de 125 Hz.

Se adoptaron tres tipos diferentes de tratamientos acústicos posibles sobre las superficies interiores (paredes y techo), a partir de considerar diferentes espesores de un absorbente multicapa montado con paneles perforados, lana de vidrio y una cámara de aire. La elección de dicha configuración se debió al hecho de que presenta un buen rendimiento en la frecuencia de 125 Hz. Para la obtención del coeficiente de absorción se aplicó la fórmula de matriz de transferencia para materiales isotrópicos y homogéneos especificada en el Capítulo V. Las características geométricas y acústicas del absorbente multicapa seleccionado se presentan en la Tabla 8.17.

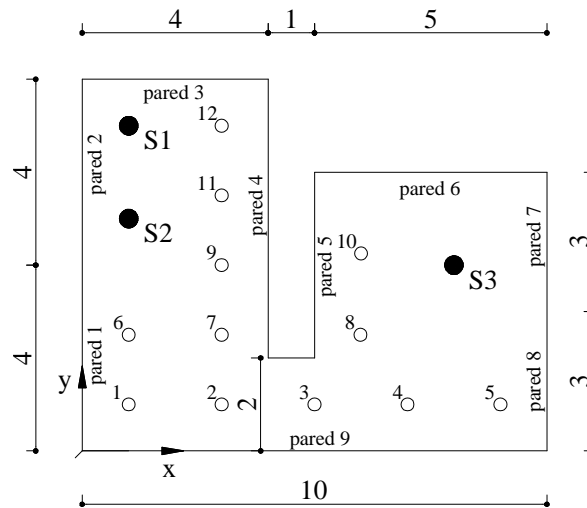


Figura 8.20. Esquema del recinto analizado con la ubicación de las fuentes sonoras (S_j) y los puntos receptores (\circ) (unidades en m).

Fuentes sonoras	Coordenadas (m)		Nivel de potencia sonora L_w (dB)				
	x	y	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
S1	1	7	99	91	96	84	81
S2	1	5	103	93	97	89	91
S3	8	4	106	96	101	94	92

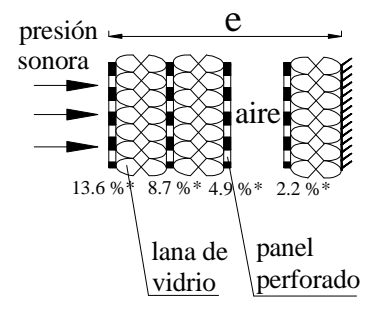
Tabla 8.16. Niveles de potencia y coordenadas de las fuentes consideradas.

En la Tabla 8.18 se muestra la relación entre el costo económico de cada tipo de tratamiento acústico y el correspondiente a 1 m^2 de absorbente multicapa con bajo rendimiento.

Los resultados del proceso de optimización se muestran en la Tabla 8.19. En la Figura 8.21, se puede observar la evolución de la función objetivo FO en función del número de iteraciones. Se aprecia que la solución óptima se alcanza alrededor de las 100 iteraciones. El valor final del costo de instalación es de $FO = 8170$.

En la Tabla 8.20, se muestra una comparación entre los niveles sonoros en cada punto receptor antes y después de la optimización. Se observa que dichos niveles no superan el límite preestablecido ($L_{pA} < 90 \text{ dBA}$) una vez implementado el tratamiento acústico.

Superficie	Grado de rendimiento/ material utilizado	Coeficiente de absorción α				
		125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
Pared, techo y piso	Sin tratamiento acústico/bloques de hormigón pintado	0.09	0.09	0.08	0.08	0.1
Pared y techo	Bajo/absorbente multicapa (e=80 mm)	0.12	0.46	0.93	0.85	0.95
Pared y techo	Medio/absorbente multicapa (e=120 mm)	0.35	0.76	0.89	0.95	0.95
Pared y techo	Alto/absorbente multicapa (e=160 mm)	0.54	0.79	0.81	0.96	0.96



*Porcentaje de perforación

Tabla 8.17. Coeficientes de absorción α , por banda de octava, en función de los diferentes grados de absorción del material acústico empleado.

Tipo de tratamiento acústico	Rendimiento Bajo	Rendimiento medio	Rendimiento alto
Absorbente multicapa(1m ²)	1	3	5
Encapsulamiento (100 %)	-----	-----	300

Tabla 8.18. Costo económico hipotético de cada tratamiento acústico con relación al correspondiente a 1 m² de absorbente multicapa con baja absorción.

Variable	Valores obtenidos					Tipo de tratamiento acústico
	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	
PT_{S1} (dB)	83	82	93	84	80	encapsulamiento
PT_{S2} (dB)	87	84	94	89	90	encapsulamiento
PT_{S3} (dB)	0	0	0	0	0	sin tratamiento
α_{techo}	0.12	0.46	0.93	0.85	0.95	abs. multicapa (e=80 mm)
$\alpha_{pared 1}$	0.12	0.46	0.93	0.85	0.95	abs. multicapa (e=80 mm)
$\alpha_{pared 2}$	0.35	0.76	0.89	0.95	0.95	abs. multicapa (e=120 mm)
$\alpha_{pared 3}$	0.35	0.76	0.89	0.95	0.95	abs. multicapa (e=120 mm)
$\alpha_{pared 4}$	0.09	0.09	0.08	0.08	0.1	sin tratamiento
$\alpha_{pared 5}$	0.09	0.09	0.08	0.08	0.1	sin tratamiento
$\alpha_{pared 6}$	0.12	0.46	0.93	0.85	0.95	abs. multicapa (e=80 mm)
$\alpha_{pared 7}$	0.12	0.46	0.93	0.85	0.95	abs. multicapa (e=80 mm)
$\alpha_{pared 8}$	0.54	0.79	0.81	0.96	0.96	abs. multicapa (e=160 mm)
$\alpha_{pared 9}$	0.09	0.09	0.08	0.08	0.1	sin tratamiento

Tabla 8.19. Tipo de tratamiento acústico seleccionado.

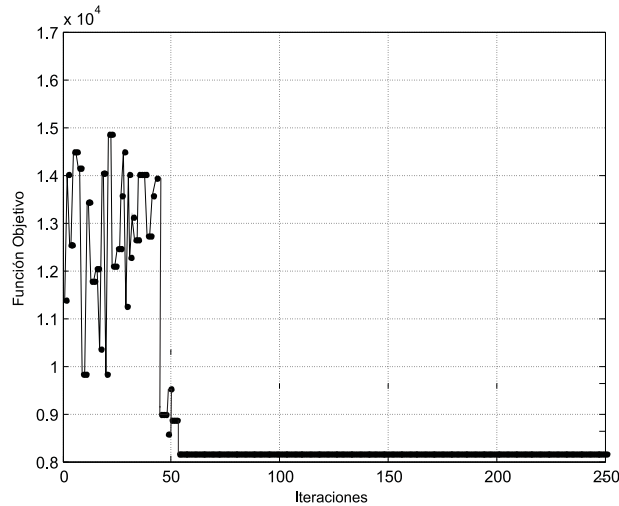


Figura 8.21. Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización.

Puntos receptores	Coordenadas (m)		Nivel de presión sonora total L_{pA} (dBA)	
	x	y	Sin tratamiento acústico	Con tratamiento acústico
1	1	1	99.4	80.4
2	3	1	98.9	84.7
3	5	1	99.9	86.2
4	7	1	102.8	89.7
5	9	1	109.5	88.2
6	1	2.5	98.8	81.1
7	3	2.5	98.8	80.9
8	6	2.5	104.7	88.9
9	3	4	100.4	79.4
10	6	4.25	99.6	89.1
11	3	5.5	100.5	78.1
12	3	7	102.2	80.2

Tabla 8.20. Niveles sonoros anteriores y posteriores a la implementación de los tratamientos acústicos.

8.4 Rediseño acústico óptimo basado en el metamodelo obtenido a partir del método de trazado de rayos y la técnica de RNA

A continuación se presenta una metodología para implementar el rediseño acústico óptimo en recintos industriales a partir de la utilización del metamodelo basado en la técnica de RNA. Para ello, en primer lugar, se obtienen los niveles de propagación sonora SP , utilizando el modelo computacional implementado en el programa comercial SoundPlan[®]. Esto se realiza para una familia de recintos industriales multi-fuente con diferentes características geométricas y acústicas. Luego, los niveles SP simulados, junto con las características de los recintos, son utilizados para entrenar un modelo de RNA tipo MLP. A partir de este modelo y en combinación con la expresión (2.35), que define el nivel de propagación SP , se obtiene el metamodelo (4.13) que permite calcular las variaciones del campo sonoro en los recintos considerados. La metodología mencionada se corresponde

con la estrategia A especificada en la sección 4.2.2. Finalmente, se emplea el metamodelo resultante en combinación con la técnica heurística Recocido Simulado para realizar el rediseño acústico óptimo.

Se consideró un recinto de dimensiones $20 \times 8 \times 4.5 \text{ m}^3$, con 6 fuentes sonoras y 20 receptores distribuidos en su interior, a una altura de 1.5 m (Cortínez y Sequeira, 2009a). En la Figura 8.22 se muestra un esquema del recinto junto a las ubicaciones de las fuentes y los receptores.

Se utilizó una densidad de objetos de 0.05 l/m (correspondiente a un camino libre medio entre obstáculos interiores de 20 m). Los valores de los niveles de potencia sonora y ubicaciones de las fuentes, y las características acústicas de los materiales adoptados se presentan en las Tablas 8.21 y 8.22. Las propiedades acústicas adoptadas constituyen la situación hipotética inicial del recinto bajo estudio.

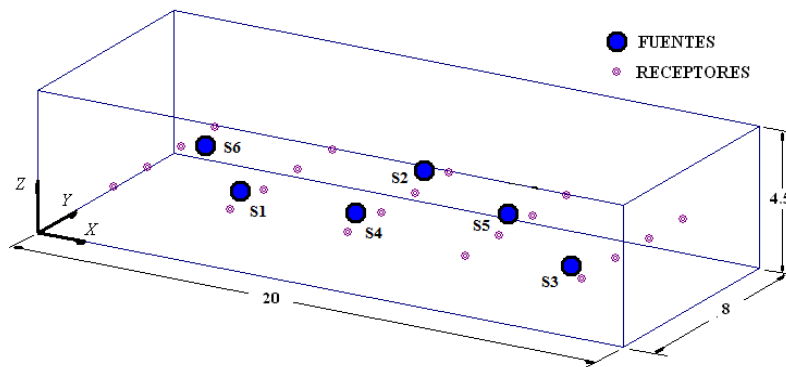


Figura 8.22. Esquema del recinto modelado y ubicación de los receptores y de las fuentes sonoras (unidades en m).

Con el propósito de evaluar el efecto de las posibles estrategias de mitigación, se deben identificar en forma previa los niveles de potencia de las fuentes que originan el campo sonoro, sus ubicaciones y las propiedades de los materiales de las superficies. En tal sentido, se consideraron tres configuraciones del recinto, cada una caracterizada por un grupo diferente de variables. El grupo 1 considera el nivel de potencia sonora y la ubicación de la fuente 1, el grupo 2 contempla el nivel de potencia y ubicaciones de las fuentes 1, 2 y 3, y el grupo 3 considera el nivel de potencia y ubicaciones de todas las fuentes sonoras. En cada grupo se adiciona la variable correspondiente al coeficiente de absorción del material acústico ubicado en el techo (α_{techo}). Los valores límites de las variables geométricas (coordenadas de las fuentes) se corresponden con las dimensiones del recinto, y los límites de los niveles de potencia sonora se consideraron $\pm 5 \text{ dB}$ respecto a los valores iniciales.

Por su parte, se adoptaron 0 y 1 como valores límites para el coeficiente de absorción del material del techo.

Fuentes sonoras	Coordenadas (m)		Nivel de potencia sonora L_w (dB)			
	x	y	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
S1	5.5	2.5	93	104	95	91
S2	9.5	6.5	90	91	90	87
S3	17.5	1.5	95	93	98	98
S4	9.5	2.5	98	93	88	83
S5	13.5	4.5	81	100	102	101
S6	2.5	5.5	76	92	91	90

Tabla 8.21. Niveles de potencia sonora y coordenadas de las fuentes consideradas.

Superficie	Tipo de Material	Coeficiente de absorción α			
		250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
Piso y paredes	Hormigón y ladrillo revocado	0.07	0.08	0.08	0.09
Techo	Paneles de lana de vidrio	0.24	0.59	0.69	0.67
Objetos interiores	Metal	0.04	0.04	0.045	0.05

Tabla 8.22. Coeficientes de absorción de los materiales adoptados para las superficies interiores.

La función objetivo FO utilizada corresponde a la diferencia entre el error cuadrático medio mse entre los niveles sonoros medidos (simulados con la técnica de trazado de rayos) y estimados por el metamodelo, tal como se especificó en la sección 6.1.1.

El proceso de identificación se realizó contemplando únicamente la banda de octava de 1000 Hz. Como se comentó previamente, el mismo enfoque se puede extender para identificar las características acústicas de todos los materiales de las superficies interiores para cada banda de frecuencia requerida. En las Tablas 8.23 a 8.25 se muestran los resultados del proceso de identificación para cada grupo de variables. En la Figura 8.23 se muestra la evolución de la función objetivo en función del número de iteraciones, durante el proceso de identificación de las variables del grupo 3. Se observa que alrededor de las 300 iteraciones, la función objetivo alcanza su valor mínimo ($FO = 0.36$ dB).

	Variables			
	x_1 (m)	y_1 (m)	L_{wS1} (dB)	α_{techo}
Valores medidos	5.5	2.5	95	0.69
Valores estimados	5.4	2.1	95	0.69
Diferencia	0.1	0.4	0	0

Tabla 8.23. Resultados del proceso de identificación considerando las variables del grupo 1. $FO = 0.02$ dB.

Tiempo de cómputo = 96 s.

	Variables									
	x_1 (m)	y_1 (m)	L_{wS1} (dB)	x_2 (m)	y_2 (m)	L_{wS2} (dB)	x_3 (m)	y_3 (m)	L_{wS3} (dB)	α_{techo}
Valores simulados	5.5	2.5	95	9.5	6.5	90	17.5	1.5	98	0.69
Valores estimados	6.2	1.3	95.3	10.7	6.7	90.1	18.9	1.4	97.7	0.67
Diferencia	0.7	1.2	0.3	1.2	0.2	0.1	1.4	0.1	0.3	0.02

Tabla 8.24. Resultados del proceso de identificación considerando las variables del grupo 2. $FO = 0.16$ dB.

Tiempo de cómputo = 120 s.

	Variables									
	x_1 (m)	y_1 (m)	L_{wS1} (dB)	x_2 (m)	y_2 (m)	L_{wS2} (dB)	x_3 (m)	y_3 (m)	L_{wS3} (dB)	
Valores simulados	5.5	2.5	95	9.5	6.5	90	17.5	1.5	98	
Valores estimados	5.4	4	95	9.7	7.8	89.8	14.8	2.9	98.1	
Diferencia	0.1	1.5	0	0.2	1.3	0.2	2.7	1.4	0.1	
	x_4 (m)	y_4 (m)	L_{wS4} (dB)	x_5 (m)	y_5 (m)	L_{wS5} (dB)	x_6 (m)	y_6 (m)	L_{wS6} (dB)	α_{techo}
Valores simulados	9.5	2.5	88	13.5	4.5	102	2.5	5.5	91	0.69
Valores estimados	7.6	3.1	88.4	11.8	3.5	101.6	1.2	5.9	89.2	0.66
Diferencia	1.9	0.6	0.4	1.7	1	0.4	1.3	0.4	1.8	0.03

Tabla 8.25. Resultados del proceso de identificación considerando las variables del grupo 3. $FO = 0.36$ dB.

Tiempo de cómputo = 156 s.

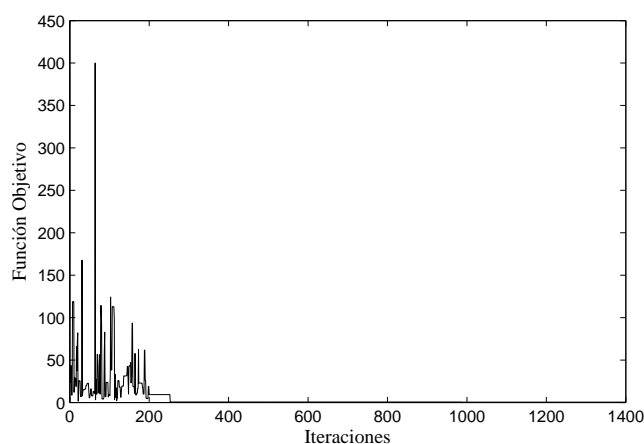


Figura 8.23. Evolución de la función objetivo durante el proceso de identificación.

Una vez identificadas las condiciones interiores preexistentes en el recinto, es posible efectuar el proceso del diseño acústico óptimo. En este caso, la situación considerada corresponde al mismo recinto industrial analizado previamente, donde se han detectado niveles sonoros mayores a los admisibles. Se pretende disminuir estos niveles mediante la

aplicación de diferentes calidades de material absorbente en las superficies de las paredes y el techo y/o la implementación de cerramientos acústicos (encapsulamientos) sobre las fuentes sonoras. Las características de los materiales de absorción y de los valores de pérdidas de transmisión PT empleados se presentan en las Tablas 8.26 y 8.27. El costo económico de cada tipo de tratamiento acústico es el mismo que se presentó en la Tabla 8.11.

Finalmente, los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 8.28. En la Figura 8.24 se muestra el valor de la función objetivo en función del número de iteraciones. Se aprecia que alrededor de la iteración 400 se alcanza el valor óptimo ($FO = 707.32$).

Superficie	Material	Coeficiente de absorción α			
		250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
Paredes	Ladrillo revocado	0.07	0.08	0.08	0.09
	Panel de lana de vidrio (absorción media)	0.30	0.41	0.50	0.55
	Panel de lana de vidrio (absorción alta)	0.35	0.60	0.70	0.75
Techo	Chapa	0.07	0.08	0.08	0.09
	Panel de lana de vidrio (absorción media)	0.24	0.59	0.69	0.67
	Panel de lana de vidrio (absorción alta)	0.28	0.66	0.82	0.82

Tabla 8.26. Coeficientes de absorción de los materiales, por bandas de octava, considerados durante el diseño.

Grado de aislación	Pérdida de Transmisión (dB)			
	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
Sin PT	0	0	0	0
PT media	15	20	24	29
PT alta	22	30	34	35

Tabla 8.27. Tipos de pérdida de transmisión por banda de octava.

Variable	Valores obtenidos				Tipo de tratamiento acústico
	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	
PT_{S1} (dB)	15	20	24	29	aislación media
PT_{S2} (dB)	0	0	0	0	sin encapsulamiento
PT_{S3} (dB)	15	20	24	29	aislación media
PT_{S4} (dB)	15	20	24	29	aislación media
PT_{S5} (dB)	15	20	24	29	aislación media
PT_{S6} (dB)	0	0	0	0	sin encapsulamiento
α_{paredes}	0.3	0.41	0.5	0.55	atenuación media
α_{techo}	0.07	0.08	0.08	0.09	sin tratamiento

Tabla 8.28. Resultados del proceso de diseño óptimo en función del tipo de tratamiento acústico seleccionado.

$FO = 707.32$ dB. Tiempo de cómputo = 450 s.

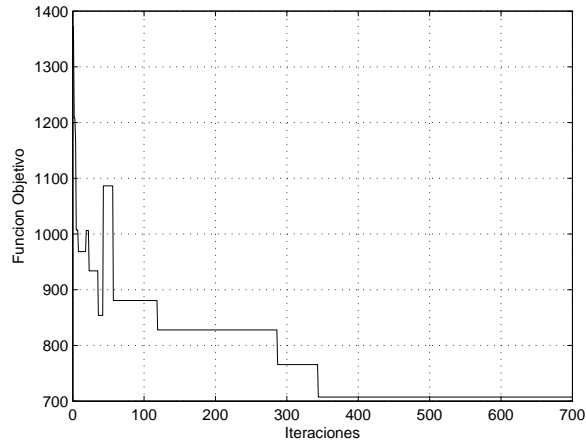


Figura 8.24. Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización.

8.5 Diseño acústico óptimo preliminar de salas de concierto

En esta sección, se presenta la implementación del enfoque propuesto en la sección 6.5, para realizar el diseño acústico óptimo en salas destinadas a la interpretación musical, en particular salas de concierto. Para ello, se considera una sala cuya configuración inicial se muestra en la Figura 8.25 (Sequeira y Cortínez, 2011a). Durante el proceso de optimización, la variación correspondiente a las dimensiones del recinto en la zona de la audiencia permite considerar distintas formas geométricas, desde paralelepípedos hasta configuraciones tipo “abanico”. Por su parte, el área del escenario se considera fija y se ubica 1 m por encima de la zona de audiencia.

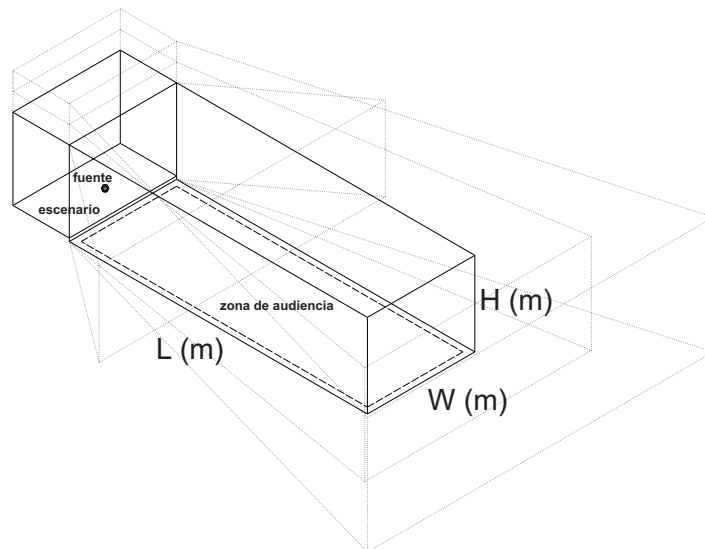


Figura 8.25. Configuración inicial de la sala. El rango de movimientos de cada dimensión (L , W y H) es de ± 1 m con respecto a la situación inicial.

Se seleccionaron 12 puntos receptores en la zona de la audiencia, a una altura de 1.1 m, para evaluar la función objetivo (6.38). La fuente puntual omnidireccional se localiza centrada sobre el escenario a una altura de 1.2 m y 3 m alejada de la línea frontal del mismo. El piso del escenario y de la audiencia se modela con una absorción correspondiente a “piso de parquet” y “sillas vacías tapizadas con alta absorción”, respectivamente. Para las superficies restantes (paredes de la zona de escenario, paredes de la zona de audiencia y techo) se consideraron distintos coeficientes de absorción en función de materiales comúnmente utilizados en salas destinadas a la interpretación musical (Beranek, 2004). Dichos coeficientes de absorción (α_{esc} , α_{aud} y α_{techo}), en conjunto con las dimensiones L , W y H del recinto, conforman las variables de diseño. Las reflexiones sobre las superficies se consideraron completamente difusas. Los valores mínimos y máximos adoptados para cada variable se muestran en la Tabla 8.29.

Variables	Límite inferior	Límite superior
L (m)	18	70
W (m)	18	50
H (m)	5	24
α_{esc} , α_{aud} y α_{techo} (500 Hz)	0.03	0.55
α_{esc} , α_{aud} y α_{techo} (1000 Hz)	0.04	0.8

Tabla 8.29. Valores límites de las variables utilizadas en el proceso de optimización.

Los valores ideales de los indicadores sonoridad G_{mid} y tiempo de reverberación TR_{mid} para salas vacías de concierto destinadas a música sinfónica, se encuentran entre 4 y 5.5 dB, y entre 2 y 2.4 s, respectivamente (Beranek, 2004). En tal sentido, la restricción impuesta durante la optimización es que el TR_{mid} se mantenga entre los valores ideales en los distintos receptores ubicados en la zona de audiencia. Como se comentó en la sección 6.5, el TR_{mid} se determina a partir del MDAS (estado transitorio) y de la fórmula de Sabine de campo difuso (2.51) a los efectos de comparar el desempeño logrado por ambos modelos.

En la Figura 8.26 se muestran los valores estimados de G_{mid} para la configuración inicial expuesta en la Figura 8.25. En la Figura 8.27 se presentan los valores de G_{mid} obtenidos para la sala una vez efectuado el proceso de optimización empleando el MDAS para evaluar el TR_{mid} en cada iteración. Se ha procurado que ambas configuraciones tengan el mismo volumen. En ambos casos, se comparan los resultados con los calculados utilizando la formulación de Barron y Lee (1988) (ver Apéndice I), y con el método de trazado de rayos implementado en el programa de simulación CATT-Acoustic™.

Es posible apreciar que los resultados obtenidos mediante la técnica de rayos arrojan una diferencia muy pequeña (con un error máximo de 0.5 dB) con respecto a los resultados determinados mediante el MDAS. En cambio la teoría de Barron es más imprecisa, arrojando valores de G_{mid} con errores que pueden alcanzar hasta los 2 dB.

En el recinto optimizado (Figura 8.27), se observa que la distribución de G_{mid} resulta más aplanada mostrando una diferencia entre valores extremos del orden de los 4 dB, en cambio la sala de referencia (Figura 8.26) presenta valores más altos, alcanzando los 6 dB. En tal sentido, el diseño optimizado permite obtener una distribución de sonoridad cercana a la óptima a partir de cierta distancia de la fuente.

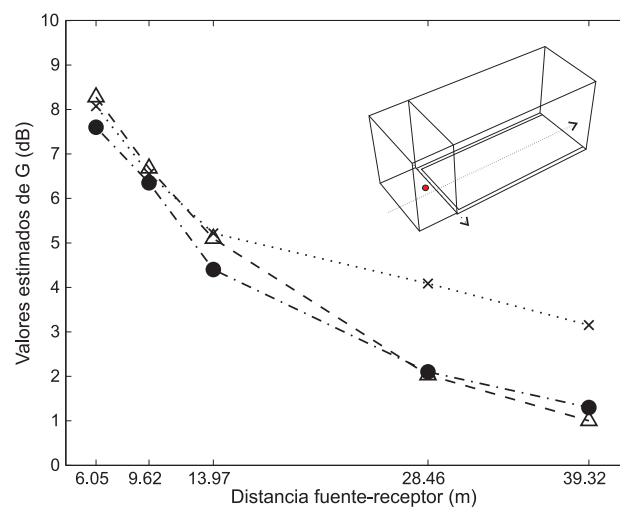


Figura 8.26. Valores estimados de G para la configuración inicial de la sala: Modelo de rayos (—●—), MDAS (—Δ—) y Modelo de Barron (—×—).

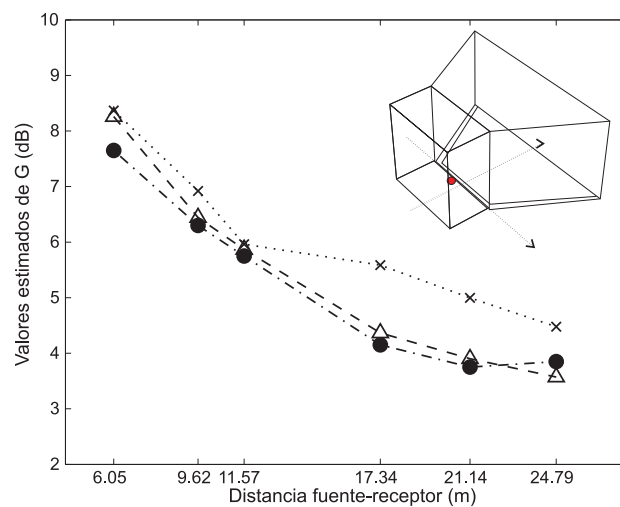


Figura 8.27. Valores estimados de G luego de implementar el diseño óptimo: Modelo de rayos (—●—), MDAS (—Δ—) y Modelo de Barron (—×—).

En la Tabla 8.30 se muestra la comparación entre las variables de diseño en la situación de referencia y para el recinto optimizado empleando el MDAS y la fórmula de Sabine para determinar el TR_{mid} . Se compara además, la diferencia de la raíz cuadrática media de la función objetivo, considerando el valor óptimo de $G_{mid} = 4.75$ dB. Como puede observarse tal indicador es aproximadamente 1 dB más bajo en las situaciones optimizadas (utilizando el MDAS y la fórmula de Sabine). Al comparar estas dos últimas, se observa que la convergencia lograda con el MDAS es levemente superior pero los tiempos de cómputo son muy elevados. En tal sentido, y dada la pequeña variación del TR_{mid} en la zona de audiencia, no se justificaría la utilización del MDAS (en este caso particular) para estimar dicho indicador. En la Figura 8.28 se muestra el valor de la función objetivo en función del número de iteraciones para el enfoque que utiliza el MDAS. En ambos enfoques (MDAS y fórmula de Sabine) se consideraron 1200 iteraciones.

Variables	Situación inicial	Situación óptima (TR_{mid} evaluado con la fórmula de Sabine)	Situación óptima (TR_{mid} evaluado con el MDAS)
L (m)	37.8	19	20
W (m)	18	40	45
H (m)	20	19	20
α_{esc} (500 Hz/1000 Hz)	0.09/0.06	0.09/0.06	0.44/0.80
α_{aud} (500 Hz/1000 Hz)	0.03/0.04	0.03/0.04	0.05/0.05
α_{techo} (500 Hz/1000 Hz)	0.44/0.80	0.44/0.80	0.05/0.05
TR (s)	2.24	2.04	2.38
$\sqrt{FO/N}$ (dB)	2.75	1.7	1.5
Tiempo de cómputo (s)	–	900	11000

Tabla 8.30. Valores de las variables para la situación inicial y para las dos situaciones óptimas.

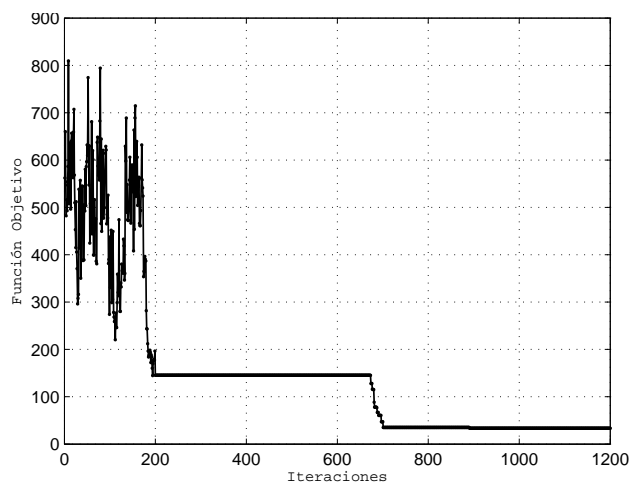


Figura 8.28. Evolución de la función objetivo durante el proceso de optimización utilizando el MDAS para determinar el TR_{mid} ($FO = 33.44$ dB).

CAPITULO IX

SUMARIO, CONTRIBUCIONES, PUBLICACIONES Y TRABAJO A FUTURO

9.1 Sumario

En esta tesis se ha presentado, mediante un enfoque de optimización, un método simple y efectivo para efectuar la identificación de las condiciones acústicas interiores y el diseño óptimo de distintas soluciones técnicas en recintos industriales multi-fuente. La metodología principal propuesta emplea el modelo de difusión acústica bidimensional MDAS para alta frecuencia ($f > 250$ Hz) y la ecuación de Helmholtz para baja frecuencia ($f < 250$ Hz). Los modelos acústicos formulados permiten simular adecuadamente la distribución del campo sonoro dentro de estos recintos, contemplando sus principales características geométricas y acústicas y abarcando el rango completo de frecuencias de interés.

El MDAS, derivado a través de una metodología variacional propuesta por Kantorovich (Kantorovich y Krylov, 1964), fue validado mediante comparaciones con el Modelo de Difusión Acústica tridimensional MDA y con la técnica de trazado de rayos implementada en el programa computacional CATT-Acoustic™. Dichas comparaciones se realizaron en términos de la distribución del nivel sonoro L_p y del tiempo de reverberación TR .

En particular, se validaron dos formulaciones del MDAS (MDAS general y reducido), las cuales permiten contemplar, con diferente grado de precisión, las características geométricas de los recintos analizados (específicamente las formas de las superficies que conforman los techos).

A partir de los resultados obtenidos, se observan diferencias poco significativas entre el MDAS general y reducido, especialmente si los cálculos se realiza en un plano horizontal entre 1.5 y 2 m de altura (donde generalmente se evalúan los indicadores acústicos). Asimismo, el tiempo de cómputo empleado por el MDAS reducido es por lo menos la mitad del utilizado por el MDAS general. Esto justificó la utilización del primero durante la implementación del enfoque de rediseño óptimo para alta frecuencia.

Por su parte, las comparaciones entre el MDAS y el MDA arrojaron correlaciones muy buenas con diferencias máximas generalmente menores a 1 dB, en términos de la

distribución horizontal y vertical del L_p , y diferencias promedio del orden del 3 %, en términos del TR . Las comparaciones con la técnica de rayos muestran resultados consistentes con errores medios del orden de 0.2 a 0.7 dB y del 4 %, en términos del L_p y del TR , respectivamente.

La mayor ventaja del MDAS radica en el tiempo de cómputo necesario en comparación con los modelos restantes. La resolución del estado estacionario del MDAS presenta tiempos de cálculo entre 10 a 30 veces más rápidos que el MDA y 100 veces más rápido que el modelo de trazado de rayos. Para el estado transitorio, los tiempos de cómputo del MDAS son entre 60 y 100 veces más rápidos que los utilizados por el MDA. Esta característica es muy importante en el contexto de optimización de rediseño presentado, debido al gran número de simulaciones que es necesario efectuar.

Por otra parte, se formularon enfoques de predicción alternativos a partir de la utilización de metamodelos basados en el método de trazados de rayos implementado en el programa comercial SoundPlan[®] y el MDAS en conjunto con la técnica de Redes Neuronales Artificiales RNAs. Para la construcción de los metamodelos se adoptaron dos tipos de RNA: el perceptron multicapa MLP y de regresión generalizada GRNN. Luego, se entrenaron y generaron los modelos de RNAs para estimar el nivel de propagación sonora SP para distintas configuraciones en una familia de recintos industriales. Se utilizaron como entradas durante el entrenamiento, tanto variables geométricas como acústicas, elegidas principalmente en función de la simplicidad en su obtención al considerar situaciones reales. Los metamodelos generados permiten predecir con gran eficacia y relativo bajo costo computacional, el nivel de propagación sonora SP (y por consiguiente la distribución de los niveles sonoros) con errores promedio del orden de 1.5 dB. Además, dichos modelos mantienen una precisión aceptable aún contemplando errores en los valores medidos de SP en la etapa de entrenamiento (inevitables en situaciones reales). En las situaciones cotejadas, se observó un mejor ajuste del modelo generado a partir de la RNA tipo MLP. Se formuló además un modelo alternativo de caja gris basado en la estructura teórica clásica de campo difuso y la técnica de RNA tipo MLP. Dicho modelo permite mejorar la capacidad de extrapolación en comparación con aquellos modelos generados a partir de la utilización únicamente de las RNAs.

La principal ventaja de los enfoques alternativos presentados radica en que una vez generada la base de datos y previo entrenamiento de la RNA, se obtiene un metamodelo computacional muy veloz que presenta de manera codificada toda la información referida a las distintas relaciones acústicas de las variables analizadas.

Los modelos acústicos mencionados previamente se utilizaron para implementar el enfoque de rediseño acústico óptimo en recintos industriales multi-fuente. El enfoque de identificación se resolvió satisfactoriamente a partir de la minimización de una función objetivo que evalúa la diferencia, en un sentido de mínimos cuadrados, entre los niveles sonoros obtenidos mediante medición directa en diferentes puntos del recinto y aquellos estimados a partir de los modelos acústicos. Los niveles medidos fueron simulados a partir de la técnica de trazado de rayos implementada en el programa comercial CATT-Acoustic™. Así fue posible determinar los niveles de potencia sonora de las fuentes y los coeficientes de absorción de las superficies interiores para alta frecuencia.

Durante esta etapa, la correcta elección de la distribución y densidad de los puntos de medición juega un rol crucial en la obtención de resultados acordes. Los ejemplos numéricos analizados mostraron que la precisión en el proceso de identificación es mayor cuanto mayor es la cantidad de puntos de medición utilizados. Esto concuerda con lo indicado por otros autores (Guasch *et al.*, 2002). Sin embargo, las ubicaciones de los receptores deben ser elegidas de manera tal de lograr minimizar los posibles errores durante las mediciones in situ (por ejemplo, evitando puntos receptores cerca de superficies muy reflejantes). Asimismo, dichos puntos deben ubicarse en aquellos lugares donde los cambios en las variables tengan un efecto significativo en los valores de medición obtenidos. Por otro lado, el proceso de identificación resulta menos confiable a medida que el porcentaje de error en los valores medidos de los niveles sonoros aumenta. No obstante ello, es posible presumir que si el porcentaje de error es relativamente bajo, el proceso de identificación presenta una precisión similar a la obtenida considerando una densidad de puntos menor.

En la etapa de diseño óptimo, se estableció como función objetivo reducir el costo de implementación de distintas soluciones técnicas basadas en el encapsulamiento de las fuentes sonoras y/o la utilización de distintos materiales o paneles absorbentes sobre las superficies interiores, procurando mantener los niveles sonoros por debajo de cierto valor límite prefijado. La validación del MDAS para el rango de media y alta frecuencia (para las bandas de octava de 250 a 2000 Hz), se realizó mediante comparaciones con la técnica de trazado de rayos implementada en el programa comercial CATT-Acoustic™. Se constató un buen ajuste del MDAS, con diferencias promedio y máximas del orden de 1 y 2 dB, respectivamente. Esto último, se condice con los resultados obtenidos por Billon *et al.* (2006) en relación al rango de frecuencias de aplicación del modelo energético de difusión acústica ($f > 250$ Hz).

Por su parte, la utilización de la técnica de optimización Recocido Simulado SA presentó la ventaja de su fácil implementación y su gran robustez. La utilización del esquema modificado mejoró notablemente la velocidad de convergencia del algoritmo con respecto al enfoque geométrico clásico. De esta manera, fue posible reducir el costo computacional promedio en aproximadamente un 40 % y mantener la misma precisión de convergencia de la función objetivo.

El problema de rediseño óptimo utilizando el metamodelo generado a partir de la RNA tipo MLP consistió en minimizar los costos de implementación de soluciones técnicas, previa identificación de las potencias y ubicaciones de las fuentes sonoras y de las características acústicas interiores preexistentes. Ambas situaciones fueron resueltas en forma exitosa a través de la implementación del metamodelo aludido en conjunto con la técnica de optimización SA propuesta.

Finalmente, se formuló, mediante el enfoque de optimización, un método preliminar para diseñar acústicamente una sala de concierto para música sinfónica, a partir de considerar valores óptimos recomendados del tiempo de reverberación TR y de la sonoridad G en distintos puntos receptores de la zona de audiencia. El enfoque propuesto fue resuelto de manera satisfactoria utilizando el MDAS y la técnica de optimización SA.

9.2 Contribuciones de la tesis

El desarrollo del modelo bidimensional de difusión acústica MDAS, representa el aporte más significativo en el contexto de esta tesis. Este enfoque permite predecir el campo sonoro reverberante en recintos con un tiempo de cómputo muy reducido y presenta prácticamente la misma precisión que el modelo de difusión tridimensional. En particular, la formulación general del enfoque bidimensional (MDAS general) puede ajustarse de tal manera de lograr prácticamente la misma respuesta que el modelo en tres dimensiones. Por su parte, la versión reducida del enfoque propuesto (MDAS reducido) presenta un ajuste adecuado para la mayoría de las configuraciones posibles de recintos industriales. Además, esta formulación puede adaptarse a distintas configuraciones especiales de recintos a partir de ciertas simplificaciones propuestas, como por ejemplo, recintos con techos a diferentes alturas (ver sección 7.1.2).

La utilización de la ecuación de onda, para determinar los niveles sonoros de baja frecuencia en conjunto con los modelos de alta frecuencia desarrollados en esta tesis, permite caracterizar el problema completo en función del rango de frecuencias de interés.

La generación de metamodelos a partir de la técnica de redes neuronales artificiales

RNAs, es otro aspecto interesante dado que se estudian para una tipología de recintos con características bien definidas como son los edificios industriales. Luego, es posible obtener un metamodelo empírico general de predicción muy rápido para los casos analizados.

La introducción del concepto de rediseño y la formulación de un enfoque global que permite describir el problema inverso de identificación y de diseño como un problema de optimización matemática, es un aspecto novedoso. A partir de este enfoque, y utilizando el modelo bidimensional de difusión, es posible implementar el proceso de optimización con un costo asociado muy bajo lo que posibilita el estudio de una mayor cantidad de configuraciones.

Por otro lado, la utilización de algoritmos de optimización que permitan mejorar la velocidad de convergencia, como el implementado en esta tesis, es altamente deseable en el contexto general del enfoque propuesto donde lo que se busca es rapidez en la simulación y en el proceso de búsqueda a los efectos de realizar el rediseño en tiempos razonables desde el punto de vista de las aplicaciones prácticas.

Finalmente, la implementación del enfoque propuesto para efectuar el diseño preliminar de recintos destinados a la interpretación musical, constituye un aspecto interesante debido principalmente a la posibilidad de simular una gran cantidad de configuraciones en un tiempo relativamente corto. La utilización del modelo de difusión acústica en este contexto es un aspecto novedoso ya que el autor de esta tesis no ha encontrado publicaciones que utilicen dicho modelo para estudiar esta clase de recintos.

9.3 Aplicación de algunas técnicas desarrolladas en el ambiente urbano e industrial

Algunos de los métodos desarrollados en esta tesis se han utilizado para realizar distintos servicios científicos – tecnológicos los cuales se mencionan a continuación:

Denominación del servicio: Estudio sobre los mecanismos de generación de ruido de las unidades de tratamiento de humos de la planta ALUAR ubicada en la ciudad de Puerto Madryn. Estrategias de mitigación.

Período de inicio y fin del servicio: 08/2012 – 06/2013.

Descripción del servicio: El estudio consistió en comprender y luego mitigar la emisión de ruido de una planta industrial que había sufrido modificaciones para su repotenciación. Tal investigación incluyó un programa de medición de niveles sonoros en el interior del complejo, como así también en la zona urbana aledaña. A partir de tales mediciones y con

la ayuda de un modelo computacional se realizó la identificación de las potencias de las fuentes de ruido industrial, y posteriormente se analizó el impacto acústico urbano para varias condiciones de operación. De esta manera se pudieron determinar las características necesarias de la solución acústica buscada. El diseño resultante consistió en una combinación de resonadores tipo Helmholtz. Finalmente, se realizó una estimación de la minimización del impacto acústico en la zona urbana a partir de la implementación de los dispositivos recomendados.

Denominación del servicio: Estudio de impacto acústico ambiental en los alrededores de la planta PROFERTIL generada por la ampliación de su capacidad productiva.

Período de inicio y fin del servicio: 04/2013 – 05/2013.

Descripción del servicio: El estudio se orientó a la predicción del campo acústico generado por nuevos equipos a instalar, en particular una turbina de gas, en la planta de la empresa PROFERTIL instalada en el puerto de Ingeniero White de la ciudad de Bahía Blanca. Para ello se desarrolló un modelo computacional que permitió caracterizar la situación acústica anterior y posterior a la incorporación de los nuevos equipos y evaluar el impacto acústico generado.

Denominación del servicio: Monitoreo de ruido y vibraciones. Proyecto Potasio Rio Colorado afectado a la construcción de la terminal portuaria y planta de compactación.

Período de inicio y fin del servicio: 07/2011 – 01/2013.

Descripción del servicio: El trabajo consistió en el estudio y análisis del monitoreo de los niveles de ruido y vibraciones en la etapa previa y durante la construcción de la terminal portuaria y planta de procesamiento en la zona del área de concesión de la empresa minera VALE, ubicada en terrenos linderos a la localidad de Ingeniero White de la ciudad de Bahía Blanca.

Denominación del servicio: Estudio sobre la contaminación acústica en ambientes urbanos e industriales en la ciudad de Bahía Blanca.

Período de inicio y fin del servicio: 04/2008 – 12/2010.

Descripción del servicio: El trabajo tuvo como objetivo general el desarrollo de modelos matemáticos ajustados a las condiciones locales que permitan estimar escenarios futuros provocados por modificaciones técnicas de los sistemas bajo estudio, concluyendo entonces con el diseño y/o selección de las alternativas de solución más eficientes. Con

respecto a la línea de ruido urbano, se contribuyó a la caracterización objetiva del sector micro y macro-céntrico de la ciudad, generando una serie de herramientas computacionales calibradas para la evaluación del impacto ambiental a fin de utilizarse como ayuda a procesos de planificación urbana. Con respecto a la línea de ruido industrial, el estudio se orientó hacia aspectos relacionados con el diagnóstico y control de la contaminación sonora en una zona residencial-industrial denominada Ingeniero White. Los estudios mencionados se realizaron en colaboración con profesionales de la Municipalidad de Bahía Blanca.

9.4 Publicaciones realizadas

De los estudios presentados en esta tesis han surgido las siguientes publicaciones:

Artículos en revistas:

- Sequeira ME, Cortínez VH (2012), A simplified two-dimensional acoustic diffusion model for predicting sound levels in enclosures. *Applied Acoustics* 73(8), 842-848.

Artículos en congresos:

- Cortínez VH, Sequeira ME, Dotti FE (2013), Medidas de mitigación del impacto acústico producido por una planta industrial en la zona urbana aledaña: Estudio de caso. *Mecánica computacional* 32, 2869-2888.
- Cortínez VH, Sequeira ME (2012), Diseño acústico óptimo de recintos contemplando baja y alta frecuencia. *Mecánica computacional* 31, 3957-3968.
- Sequeira ME, Cortínez VH (2012), Estudio acústico de la ciudad de Bahía Blanca mediante un modelo computacional. *Mecánica computacional* 31, 4057-4080.
- Sequeira ME, Cortínez VH (2011a), Diseño acústico óptimo de la geometría de salas de concierto. *Mecánica computacional* 30, 2155-2172.
- Sequeira ME, Cortínez VH (2011b), Optimal acoustic design of industrial buildings by means of a hybrid model. *Proceedings of the 18th International Congress on Sound and Vibration (ICSV18)*. Formato digital. 8 pp.
- Sequeira ME, Cortínez VH (2011c), Diseño acústico óptimo de recintos industriales mediante el uso de un metamodelo. *Anales del III Congreso de Matemática Aplicada, Computacional e Industrial (MACI)*, 335-338.

- Cortínez VH, Sequeira ME, Azzurro AP, Pons F, Rey Saravia F (2011), Desarrollo y calibración de un modelo acústico para una zona residencial-industrial. Tercera Reunión PROIMCA. 10 pp.
- Cortínez VH, Sequeira ME (2011), Problemas de optimización en acústica. Primer Reunión Regional de Acústica, Montevideo, Uruguay. 11 pp.
- Cortínez VH, Sequeira ME (2010), Identificación de condiciones acústicas en recintos industriales. *Mecánica computacional* 29, 2155-2172.
- Sequeira ME, Azzurro AP, Cortínez VH, Arauzo J, Perez R (2010), Actualización del mapa acústico de la ciudad de Bahía Blanca mediante un modelo computacional. 2º Congreso Internacional de Acústica UNTREF. 19 pp.
- Sequeira ME, Cortínez VH (2009a), Un modelo de difusión acústica para recintos: comparación con el método de trazado de rayos. *Mecánica Computacional* 28, 163-179.
- Sequeira ME, Cortínez VH (2009b), Un modelo de caja gris para la acústica de recintos industriales. Publicado en las Actas de las Primeras Jornadas Regionales de Acústica (AdAA). Formato digital. 12 pp.
- Sequeira ME, Cortínez VH (2009c), El uso de redes neuronales para identificación de fuentes de ruido industrial. Publicado en Actas de las Jornadas Argentinas de Informática (JAIIO). 19 pp.
- Cortínez VH, Sequeira ME (2009a), Un enfoque híbrido para el rediseño acústico óptimo de recintos industriales. *Mecánica Computacional* 28, 39-61.
- Cortínez VH, Sequeira ME (2009b), Diseño acústico óptimo en recintos industriales basado en un modelo de difusión. Publicado en las Actas de las Primeras Jornadas Regionales de Acústica (AdAA). Formato digital. 13 pp.

9.5 Sugerencias de trabajo a futuro

La utilización de la ecuación de Helmholtz asume algunas simplificaciones en el tratamiento acústico de las fuentes sonoras. En tal sentido, la formulación desarrollada puede extenderse para considerar fuentes con emisiones fuera de fase y contemplar los efectos de interferencia en el rango de baja frecuencia.

Los metamodelos desarrollados a partir de la técnica de RNAs solo contemplan variables acústicas en el rango de alta frecuencia. En tal sentido, un trabajo a futuro sería utilizar este enfoque para generar un modelo que contemple el rango completo de frecuencias de interés.

Por otro lado, es posible analizar otras técnicas de optimización, para implementar el enfoque de rediseño acústico presentado. En consecuencia, en aquellas situaciones donde se contemplan variables continuas se podría emplear técnicas de optimización híbridas, donde en la parte inicial de la búsqueda se utilice una técnica estocástica global y luego de cierto tiempo, cuando la solución se encuentra en cercanías de la solución global, se cambie a una técnica de optimización determinística, basada en la dirección del gradiente, lo que permitiría reducir el costo computacional en la parte final del proceso de búsqueda.

Sería interesante asimismo, verificar la metodología desarrollada de rediseño óptimo a partir de mediciones experimentales en ambientes industriales reales.

Si bien el enfoque propuesto proporciona un método adecuado para diseñar acústicamente recintos musicales, como salas de concierto, en función de los indicadores utilizados, existen otros indicadores que son necesarios considerar para caracterizar en forma más acabada la acústica en estos tipos de recintos. En particular, aquellos indicadores que presentan una gran dependencia de la energía sonora debida a las reflexiones tempranas, como por ejemplo la claridad musical, eficiencia lateral y tiempo de retardo inicial del sonido (ISO 3382, 1997). En tal sentido, una tarea a futuro sería considerar una metodología combinada a partir de la utilización del modelo de difusión acústica bidimensional MDAS para caracterizar el campo sonoro reverberante y la técnica de trazado de rayos o el modelo de fuente-imagen para evaluar la parte temprana del campo sonoro. De esta manera, se lograría obtener una técnica integral de predicción que contemple la multiplicidad de factores determinantes para la calidad acústica final, en recintos destinados a la interpretación musical.

Finalmente sería conveniente realizar una interfaz gráfica de usuario que permita facilitar la resolución, de manera sencilla e interactiva, de cada uno de los enfoques propuestos.

REFERENCIAS

Aliabadi M, Golmohammadi R, Mansoorizadeh M, Khotanlou H, Hamadani AO (2013), An empirical technique for predicting noise exposure level in the typical embroidery workrooms using artificial neural networks. *Applied Acoustics* 74(3), 364-374.

Allard JF, Depoiller C, Guignouard P (1989), Free field surface impedance measurements of sound absorbing materials with surface coatings. *Applied Acoustics* 26(3), 199-207.

Allard JF, Champoux Y (1992), New empirical equations for sound propagation in rigid frame fibrous materials. *Journal of the Acoustical Society of America* 91(6), 3346-3353.

Allard JF, Atalla N (2009), *Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials*. 2nd edition. John Wiley & Sons.

Allen JB, Berkley DA (1979), Image method for efficiently simulating small-room acoustics. *Journal of the Acoustical Society of America* 65(4), 943-950.

Allred JC, Newhouse A (1958), Applications of the Monte Carlo method to architectural acoustics. *Journal of the Acoustical Society of America* 30(1), 1-3.

Bai MR, Lee J (1998), Industrial noise source identification by using an acoustic beamforming system. *Journal of vibration and acoustics* 120(2), 426-433.

Barron M, Lee L-J (1988), Energy relations in concert auditoriums. *Journal of the Acoustical Society of America* 84(2), 618-628.

Barton RR (1998), Simulation Metamodels. *Proceedings of the Winter Simulation Conference*, 167-174.

Beranek L (1954), *Acoustics*. McGraw-Hill.

Beranek L (2004), *Concert Halls and Opera Houses*, Springer.

Beranek L (2011), The sound strength parameter G and its importance in evaluation and planning the acoustics of halls for music. *Journal of the Acoustical Society of America* 129(5), 3020-3026.

Bernhard RJ (2000), The family of EFA equations and their relationship to SEA. *Proceedings NOVEM*, Lyon, France.

Besset S, Ichchou MN (2011), Acoustic absorption material optimisation in the mid-high frequency range. *Applied Acoustics* 72(9), 632-638.

Bies DA, Hansen CH (1980), Flow resistance information for acoustical design. *Applied Acoustics* 13(5), 357-391.

Bies DA, Hansen CH (2009), *Engineering Noise Control: Theory and practice*. 4th

edition. Spon Press.

Billon A, Valeau V, Sakout A, Picaut J (2006), On the use of a diffusion model for acoustically coupled rooms. *Journal of the Acoustical Society of America* 120, 2043-2054.

Billon A, Picaut J, Foy C, Valeau V, Sakout A (2008a), Introducing atmospheric attenuation within a diffusion model for room-acoustic predictions (L). *Journal of the Acoustical Society of America* 123(6), 4040-4043.

Billon A, Foy C, Picaut J, Valeau V, Sakout A (2008b), Modeling the sound transmission between rooms coupled through partition walls by using a diffusion model. *Journal of the Acoustical Society of America* 123(6), 4261-4271.

Billon A, Picaut J, Sakout A (2008c), Prediction of the reverberation time in high absorbent room using a modified-diffusion model. *Applied Acoustics* 69(1), 68-74.

Billon A, Picaut J, Valeau V, Sakout A (2012), Acoustic Predictions in Industrial Spaces Using a Diffusion Model. *Advances in Acoustics and Vibration 2012*, Article ID 260394, 9 pages. doi:10.1155/2012/260394.

Bishop CM (1995), *Neural Network for pattern recognition*. Oxford, U.K., Oxford Univ. Press.

Bolt RH (1947), On the design of perforated facings for acoustic materials. *Journal of the Acoustical Society of America* 19, 917-921.

Borish J (1984), Extension of the image model to arbitrary polyhedra. *Journal of the Acoustical Society of America* 75(6), 1827-1836.

Bouthier OM (1992), *Energetics of vibrating systems*, PhD thesis, Purdue University, USA.

Brebbia CA, Telles JCF, Wrobel LCL (1984), *Boundary Element Techniques: Theory and Applications in Engineering*. Springer-Verlag.

Burkard RE, Rendl F (1984), A thermodynamically Motivated Simulation Procedure for Combinatorial Optimization Problems. *European Journal of Operational Research* 17(2), 169-174.

Cammarata G, Cavalieri S, Fichera AA (1995), Neural Network Architecture for Noise Prediction. *Neural Networks* 8(6), 963-973.

Cappelli D'Orazio M, Fontana DM (1999), Optimization of the acoustical absorption characteristics of an enclosure. *Applied Acoustics* 57(2), 139-162.

Chang Y-C, Yeh L-J, Chiu M-C (2005a), Optimization of constrained composite absorbers using simulated annealing. *Applied Acoustics* 66(3), 341-352.

Chang Y-C, Yeh L-J, Chiu M-C, Lai G-J (2005b), Shape optimization on constrained

single-layer sound absorber by using GA method and mathematical gradient methods. *Journal of Sound and Vibration* 286(4), 941-961.

Chatillon J (2007), Influence of source directivity on noise levels in industrial halls: Simulation and experiments. *Applied Acoustics* 68(6), 682-698.

Chevret P, Chatillon J (2012), Implementation of diffraction in a ray-tracing model for the prediction of noise in open-plan offices. *Journal of the Acoustical Society of America* 132(5), 3125-3137.

Chiu M-C, Chang Y-C, Yeh L-J, Lan T-S (2007), Optimization of perforated double layer absorbers using simulated annealing. *Journal of Marine Science and Technology* 15(4), 351-359.

Chiu M-C, Chang Y-C (2008), Numerical studies on venting system with multi-chamber perforated mufflers by GA optimization. *Applied Acoustics* 69(11), 1017-1037.

Corcoran JM, Burdisso RA (2012), A diffusion boundary element method for room acoustics. *Proceedings of the 12th Pan-American Congress of Applied Mechanics (PACAM)*, Port of Spain, Trinidad.

Cortínez VH, Laura PAA (1988), Further optimization of the kantorovich method when applied to vibrations problems. *Applied Acoustics* 25, 217-221.

Cortínez VH, Laura PAA (1990), Analysis of vibrating rectangular plates of discontinuously varying thickness by means of the Kantorovich extended method. *Journal of Sound and Vibration* 137(3), 457-461.

Cortínez VH, Vidal MV, Girón PG (2007), Optimización de las condiciones acústicas en recintos industriales. *Mecánica Computacional* 26, 59-73.

Cortínez VH, Sequeira ME, Vidal MC (2009), Identificación de fuentes de ruido en ambientes urbanos industriales. Presentado en la II Reunión Anual PROIMCA. Versión digital E-Book, ISBN: 978-950-42-0120-5.

Cortínez VH, Sequeira ME (2009a), Un enfoque híbrido para el rediseño acústico óptimo de recintos industriales. *Mecánica Computacional* 28, 39-61.

Cortínez VH, Sequeira ME (2009b), Diseño acústico óptimo en recintos industriales basado en un modelo de difusión. Publicado en las Actas de las Primeras Jornadas Regionales de Acústica (AdAA). Formato digital. 13 pp.

Cortínez VH, Sequeira ME (2010), Identificación de condiciones acústicas en recintos industriales. *Mecánica computacional* 29, 2155-2172.

Cortínez VH, Sequeira ME (2012), Diseño acústico óptimo de recintos contemplando baja y alta frecuencia. *Mecánica computacional* 31, 3957-3968.

Cotana F (2000), An improved room acoustics model. *Applied Acoustics* 61, 1-25.

Cox TJ, Dalenbäck BIL, D'Antonio P, Embrechts JJ, Jeon JY, Mommertz E, Vorländer M (2006), A tutorial on scattering and diffusion coefficients for room acoustic surfaces. *Acta Acustica United with Acustica* 92(1), 1-15.

Cox TJ, D'Antonio P (2009), *Acoustic absorbers and diffusers; theory design and application*. 2nd edition. Taylor & Francis.

Crocker MJ, Arenas JP, Dyamannavar RE (2004), Identification of noise sources on a residential split-system air conditioner using sound intensity measurements. *Applied Acoustics* 65(5), 545-558.

Cummings A, Beadle SP (1993), Acoustic properties of reticulated plastic foams. *Journal of Sound and Vibration* 175(1), 115-133.

Dalenbäck BIL, Svensson P, Kleiner M (1992), Room acoustic prediction and auralization based on an extended image source model. *Journal of Acoustical Society of America* 92 (4), 2346-2346.

Dalenbäck BIL (1996), Room acoustic prediction based on a unified treatment of diffuse and specular reflection. *Journal of the Acoustical Society of America* 100(2), 899-909.

Dalenbäck BIL (2007), *CATT-acoustic v8 user's manual: room acoustics prediction and walkthrough auralization*. Gothenburg (Sweden): Computer Aided Theatre Technique, CATT TUCT v1.0f user's manual.

Dance SM, Roberts JR, Shield BM (1994), Computer prediction of insertion loss due to a single barrier in a non-diffuse empty enclosed space. *Journal of Building Acoustics* 1(2), 125-136.

Dance SM, Shield BM (1997), The complete image-source method for the prediction of sound distribution in non-diffuse enclosed spaces. *Journal of Sound and Vibration* 201(4), 473-489.

Dance SM (2002), Minimal input models for sound level prediction in fitted enclosed spaces. *Applied Acoustics* 63(4), 359-372.

Delany ME, Bazley EN (1970), Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics* 3(2), 105-116.

Dutilleux G, Sgarg FC, Kristiansen UR (2002), Low frequency assessment of the in situ acoustic absorption of materials in rooms: an inverse problem approach using evolutionary optimization. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 53(9), 2143-2161.

Dühning MB, Jensen JS, Sigmund O (2008), Acoustic design by topology optimization.

Journal of Sound and Vibration 317(3), 557-575.

Escolano J, Navarro JM, López JJ (2010), On the limitation of a diffusion equation model for acoustic predictions of rooms with homogeneous dimensions (L). Journal of the Acoustical Society of America 128(4), 1586-1589.

Eyring CF (1930), Reverberation Time in "Dead" Rooms. Journal of the Acoustical Society of America 1(2A), 168.

Fahy F, Walker J (Eds.) (2004), Advanced applications in acoustics, noise and vibration, Taylor & Francis.

Farina A (1995), Verification of the Accuracy of the Pyramid Tracing Algorithm by Comparison with Experimental Measurements of Objective Acoustic Parameters. Proceedings of the 15th International Congress on Acoustics, Trondheim, 445-448.

FlexPDE. V.5.0.8, PDE Solutions Inc. 2005. www.pdesolutions.com.

Fonseca DJ, Navarrese DO, Moynihan GP (2003), Simulation Metamodeling Through Artificial Neural Networks. Engineering Applications of Artificial Intelligence 16(3), 177-183.

Foresee FD, Hagan MT (1997), Gauss-Newton approximation to Bayesian learning. In Neural Networks, International Conference 3, 1930-1935.

Foy C, Valeau V, Billon A, Picaut J, Sakout A (2009), An empirical diffusion model for acoustic prediction in rooms with mixed specular and diffuse reflections. Acta Acustica united with Acustica, 95(1), 97-105.

Funkhouser T, Tsingos N, Carlbom I, Elko G, Sondhi M, West J, Pingali G, Min P, Ngan A (2004), A beam tracing method for interactive architectural acoustics. Journal of the Acoustical Society of America 115(2), 739-756.

Garai M, Pompoli F (2005), A simple empirical model of polyester fibre materials for acoustical applications. Applied Acoustics 66(12), 1383-1398.

Gardner GC, O'leary ME, Hansen S, Sun JQ (2003), Neural networks for prediction of acoustical properties of polyurethane foams. Applied Acoustics 64(2), 229-242.

Genaro N, Torija A, Ramos-Ridao A, Requena I, Ruiz DP, Zamorano M (2010), A neural network based model for urban noise prediction. Journal of the Acoustical Society of America 128(4), 1738-1746.

Gerges SNY, Arenas JP (2004), Fundamentos y Control del Ruido y Vibraciones. NR Editora.

Girón PG, Sequeira ME, Azzurro A, Cortínez VH (2005), Control de ruido industrial mediante un modelo computacional: Estudio de caso. *Mecánica Computacional* 24, 2325-2341.

Guasch O, Magrans FX, Rodriguez PV (2002), An inversion modelling method to obtain the acoustic power of the noise sources in a large factory. *Applied Acoustics* 63(4), 401-417.

Haykin S (1999), *Neural Networks. A Comprehensive Foundation*. 2nd edition. Prentice-Hall.

Heerema N, Hodgson MR (1999), Empirical models for predicting noise levels, reverberation times and fitting densities in industrial workrooms. *Applied Acoustics* 57(1), 51-60.

Hodgson M (1983), Measurements of the influence of fittings and roof pitch on sound propagation in panel-roof factories. *Applied Acoustics* 16(5), 369-391.

Hodgson M (1988), On the prediction of sound fields in empty room. *Journal of the Acoustical Society of America* 84(1), 253-261.

Hodgson M (1989), Case history: Factory noise prediction using ray tracing - Experimental validation and the effectiveness of noise control measures. *Noise Control Engineering Journal* 33(3), 97-104.

Hodgson M (1990), On the accuracy of models for predicting sound propagation in fitted rooms. *Journal of the Acoustical Society of America* 88(2), 871-878.

Hodgson M (1996a), When is Diffuse-Field theory applicable?. *Applied Acoustics* 49(3), 197-207.

Hodgson M (1996b), Sound-propagation curves in industrial workrooms: statistical trends and empirical prediction models. *Journal of Building Acoustics* 3(1), 25-32.

Hodgson M (1997), Ray-Tracing Prediction of Noise Levels in a Nuclear Power-Generating Station. *Applied Acoustics* 52(1), 19-29.

Hodgson M (1998), Experimental evaluation of simplified models for predicting noise levels in industrial workrooms. *Journal of the Acoustical Society of America* 103(4), 1933-1939.

Hodgson M (2003), Ray-tracing evaluation of empirical models for predicting noise in industrial workshops. *Applied Acoustics* 64(11), 1033-1048.

Hodgson M, Nosal EM (2006), Experimental evaluation of radiosity for room sound-field prediction. *Journal of the Acoustical Society of America* 120(2), 808-819.

Hornik K, Stinchcombe MWH (1989), Multilayer Feedforward Networks are Universal

Approximators. *Neural Networks* 2, 359-366.

Ingard U, Bolt RH (1951), Absorption characteristics of acoustic material with perforated facings. *Journal of the Acoustical Society of America* 23, 533-540.

Isbert AC (1998), *Diseño acústico de espacios arquitectónicos*, 1ra ed. UPC.

ISO 9053 (1991), *Acoustics - Materials for acoustical applications - Determination of airflow resistance*.

ISO 9613-1 (1993), *Acoustics - Attenuation of sound during propagation outdoors - Part 1: Calculation of the absorption of sound by the atmosphere*.

ISO 9614-1 (1993), *Acoustics - determination of sound power levels of noise sources using sound intensity - Part 1: Measurement at discrete points*.

ISO 9614-2 (1996), *Acoustics - determination of sound power levels of noise sources using sound intensity - Part 2: Measurement by scanning*.

ISO 3382 (1997), *Acoustics - Measurement of the reverberation time of rooms with reference to other acoustical parameters*.

ISO 15667 (2000), *Acoustics - Guidelines for noise control by enclosures and cabins*.

Jacobsen F, Poulsen T, Rindel JH, Gade AC and Ohlrich M (2011), *Fundamentals of Acoustics and Noise Control*. Department of Electrical Engineering, Technical University of Denmark.

Janeček P (1991), A model for the sound energy distribution in work spaces based on the combination of direct and diffuse sound fields. *Acta Acustica United with Acustica* 74(2), 149-156.

Jing Y, Xiang N (2007), A modified diffusion equation for room-acoustic prediction (L). *Journal of the Acoustical Society of America* 121, 3284-3287.

Jing Y, Xiang N (2008), On boundary conditions for the diffusion equation in room acoustic prediction: theory, simulations and experiments. *Journal of the Acoustical Society of America* 123(1), 145-153.

Jing Y, Larsen EW, Xiang N (2010), One-dimensional transport equation models for sound energy propagation in long spaces: Theory. *Journal of the Acoustical Society of America* 127(4), 2312-2322.

Jing Y, Xiang N (2010), One-dimensional transport equation models for sound energy propagation in long spaces: Simulations and experiments. *Journal of the Acoustical Society of America* 127(4), 2323-2331.

Jovicic S (1979), *Calculation guideline for the prediction of sound levels in workrooms*. Department of Labor, Health and social, Welfare of Nordrhein Westfalen.

Joyce WB (1974), Classical-particle description of photons and phonons. *Physical Review D* 9(12), 3234-3256.

Joyce WB (1975), Sabine reverberation time and ergodic auditoriums. *Journal of the Acoustical Society of America* 58(3), 643-655.

Kantorovich LV, Krylov VI (1964), *Approximate Methods of Higher Analysis*. 3rd edition. New York: Interscience Publishers, Groningen: Noordhoff.

Keränen J, Airo E, Olkinuora P, Hongisto V (2003), Validity of Ray-Tracing Method for the Application of Noise Control in Workplaces. *Acta Acustica United with Acustica* 89(5), 863-874.

Keränen J, Hongisto V (2010), Comparison of Simple Room Acoustic Models Used for Industrial Spaces. *Acta Acustica United with Acustica* 96(1), 179-194.

Kirby R, Cummings A (1999), Prediction of the bulk acoustic properties of fibrous materials at low frequencies. *Applied Acoustics* 56(2), 101-125.

Kirkpatrick S, Gelatt CD, Vecchi MP (1983), Optimization by Simulated Annealing. *Science* 220, 671-680.

Kleijnen JPC (1987), *Statistical Tools for Simulation Practitioners*, Marcel Dekker.

Klosak AK, Gade AC (2008), Relationship between room shape and acoustics of rectangular concert halls. In *Proceedings of Euronoise 08*.

Kohonen T (1990), The Self Organization Map (SOM). *Proceedings of the IEEE* 78(9), 1464-1480.

Kosten CW (1960), The mean free path in room acoustics. *Acustica* 10, 245-250.

Krokstad A, Strom S, Sorsdal S (1968), Calculating the acoustical room response by the use of a ray tracing technique. *Journal of Sound and Vibrations* 8(1), 118-125.

Kurze UJ (1985), Scattering of sound in industrial spaces. *Journal of Sound and Vibration* 98(3), 349-364.

Kuttruff H (1985), Sound propagation in working environments. *Proceedings 5th FASE symposium Thessaloniki*, 17-32.

Kuttruff H (1995), A simple iteration scheme for the computation of decay constants in enclosures with diffusely reflecting boundaries. *Journal of the Acoustical Society of America* 98, 288-293.

Kuttruff H (2000), *Room Acoustics*. 4th edition. Spon Press.

Lam YW (1996), A comparison of three diffuse reflection modeling methods used in room acoustics computer models. *Journal of the Acoustical Society of America* 100(4), 2181-2192.

Lan T-S, Chiu M-C (2008), Identification of noise sources in factory's sound field by using genetic algorithm. *Applied Acoustics* 69(8), 733-750.

Laura PAA, Cortínez VH (1989), An extension of the Kantorovich method and its application to a steady state heat conduction problem. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 32(3), 611-613.

Laura PAA, Cortínez VH (1990), Application of the optimized Kantorovich method to three-dimensional eigenvalue problems. *Journal of Sound and Vibration* 140(3), 528-531.

Le Bot A, Bocquillet A (2000), Comparison of an integral equation on energy and the ray-tracing technique in room acoustics. *Journal of the Acoustical Society of America* 108(4), 1732-1740.

Lehnert H (1993), Systematic errors of the ray-tracing algorithm. *Applied Acoustics* 38(2-4), 207-221.

Lee F-C, Chen W-H (2001), Acoustic transmission analysis of multi-layer absorbers. *Journal of Sound and Vibration* 248(4), 621-634.

Li K, Hodgson M (1998), Improved methods for estimating fitting density in industrial workrooms. *Journal of Sound and Vibration*, 218(3), 463-479.

Li D, Hodgson M (2005), Optimal active noise control in large rooms using a "locally global" control strategy. *Journal of Acoustical Society of America* 118(6), 3653-3661.

Lin M-D, Tsai K-T, Su B-S (2009), Estimating the sound absorption coefficients of perforated wooden panels by using artificial neural networks. *Applied Acoustics* 70(1), 31-40.

Lindqvist EA (1982), Sound attenuation in large factory spaces. *Acta Acustica United with Acustica* 50(5), 313-328.

Lu S-Y, Hong Y-J (2005), Least square error method to estimate individual power of noise sources under simultaneous operating conditions. *International Journal of Industrial Ergonomics* 35, 755-760.

Lundy M, Mees A (1986), Convergence of an Annealing Algorithm. *Mathematical programming* 34(1), 111-124.

Luzzato E, Lecointre C (1986), Some simple and effective methods for sound source identification with geometrical acoustic models. *Journal of Sound and Vibration* 105(3), 473-490.

Lyon RH, DeJong RG (1995), *Statistical energy analysis of dynamic systems: Theory and applications*. 2nd edition. MIT Press.

MacKay DJC (1992), Bayesian interpolation. *Neural computation* 4(3), 415-447.

Maercke D, Martin J (1993), The prediction of echograms and impulse responses within the Epidaur software. *Applied Acoustics* 38(2), 93-114.

Matlab. R2010a The MathWorks, Inc. 2010. www.mathworks.com.

Maynard JD, Williams EG, Lee Y (1985), Nearfield acoustic holography: Theory of generalized holography and the development of NAH. *Journal of the Acoustical Society of America* 78(4), 1395-1413.

McCulloch WS, Pitts WH (1943), A logical calculus of the ideas immanent in nervous activity. *Bulletin of Mathematical Biophysics* 5, 115-133.

Michalewicz Z, Fogel D (2000), *How to solve it: modern heuristics*. Springer.

Miki Y (1986), Acoustical properties of porous materials - modification of Delany-Bazley laws. *Journal of the Acoustical Society of Japan* 11(1), 19-28.

Minsky ML, Papert SA (1969), *Perceptrons: An introduction to computational geometry*. MIT Press.

Miyara F (1999), *Control de ruido (Formato E-Book)*.

Moens I (2001), *On the use and the validity of the energy finite element method for high frequency vibrations*. PhD thesis, Leuven Catholic University, Leuven-Belgium.

Monks M, Mok Oh B, Dorsey J (2000), Audiooptimization: Goal-Based Acoustic Design. *IEEE Computer Graphics and Applications* 20(3), 76-91.

Morse PM, Feshbach H (1953), *Methods of Theoretical Physics*. McGraw-Hill.

Morse PM, Ingard KU (1968), *Theoretical Acoustics*. Mc-Graw-Hill.

Morzynski L, Makarewicz G (2003), Application of neural networks in active noise reduction systems. *The International Journal of Occupational Safety and Ergonomics* 9(3), 257-70.

Mun S, Geem ZW (2009), Determination of individual sound power levels of noise sources using a harmony search algorithm. *International Journal of Industrial Ergonomics* 39(2), 366-370.

Mungiole M, Wilson DK (2006), Prediction of outdoor sound transmission loss with an artificial neural network. *Applied Acoustics* 67(4), 324-345.

Myers RH, Montgomery DC (1995), *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments*, Wiley & Sons, New York.

Nannariello J, Fricke F (1999), The prediction of reverberation time using neural network analysis. *Applied Acoustics*, 58(3), 305-325.

Nannariello J, Hodgson M, Fricke FR (2001), Neural network predictions of speech levels in university classrooms. *Applied Acoustics* 62(7), 749-767.

Nannariello J, Fricke FR (2001a), The use of network analysis to predict the acoustic performance of large rooms Part I. Predictions of the parameter G utilizing numerical simulations. *Applied Acoustics* 62(8), 917-950.

Nannariello J, Fricke FR (2001b), The use of neural network analysis to predict the acoustic performance of large rooms Part II. Predictions of the acoustical attributes of concert halls utilizing measured data. *Applied Acoustics* 62(8), 951-977.

Nannariello J, Xu J, Fricke FR (2004), Optimising flat-walled multi-layered anechoic linings using evolutionary algorithms. *Applied Acoustics* 65(11), 1009-1026.

Nava GP, Yasuda Y, Sakamoto S (2009), On the situ estimation of surface acoustic impedance in interiors of arbitrary shape by acoustical inverse methods. *Acoustical Science and Technology* 30(2), 100-109.

Navarro JM, Jacobsen F, Escolano J, Lopez JJ (2010), A theoretical approach to room acoustic model based on a radiative transfer model. *Acta Acustica United with Acustica* 96(6), 1078-1089.

Navarro JM, Escolano J, López JJ (2012), Implementation and evaluation of a diffusion equation model based on finite difference schemes for sound field predictions in rooms. *Applied Acoustics* 73(6-7), 659-665.

Nelson PA, Elliott SJ (1992), *Active Control of Sound*. Academic Press.

Nelles O (2001), *Nonlinear system identification*. Springer.

Nosal EM, Hodgson M, Ashdown I (2004), Improved algorithms and methods for room sound-field prediction by acoustical radiosity in arbitrary polyhedral rooms. *Journal of the Acoustical Society of America* 116(2), 970-980.

O'Brien RJ, Molisani L, Burdisso R (2012), Detección de fuentes sonoras mediante beamforming y near field acoustic holography. *Mecánica Computacional* 31(26), 4001-4012.

Ollendorff F (1969), Statistical room-acoustics as a problem of diffusion: a proposal. *Acustica* 21, 236-245.

Ondet AM, Barbry JL (1989), Modeling of sound propagation in fitted workshop using ray tracing. *Journal of the Acoustical Society of America* 85(2), 787-796.

Ondet AM, Sueur J (1995), Development and validation of a criterion for assessing the acoustic performance of industrial rooms. *Journal of the Acoustical Society of America* 97(3), 1727-1731.

Paliwal M, Kumar UA (2009), Neural networks and statistical techniques: a review of applications. *Expert Systems with Applications* 36(1), 2-17.

Papadopoulos CI (2001), Redistribution of the low frequency acoustic modes of a room: a finite element-based optimisation method. *Applied Acoustics* 62(11), 1267-1285.

Parzen E (1962), On estimation of a probability density function and mode. *The annals of mathematical statistics* 33(3), 1065-1076.

Pétrowski A, Taillard E (2006), *Metaheuristics for hard optimization*, Springer.

Picaut J, Simon L, Polack JD (1997), A mathematical model of diffuse sound field based on a diffusion equation. *Acustica. Acta Acustica* 83, 614-621.

Picaut J, Simon L, Polack JD (1999a), Sound field in long rooms with diffusely reflecting boundaries. *Applied Acoustics* 56(4), 217-240.

Picaut J, Simon L, Hardy J (1999b), Sound field modelling in streets with a diffusion equation. *Journal of the Acoustical Society of America* 106(5), 2638-2645.

Rao SS (2009), *Engineering Optimization: Theory and Practice*. John Wiley & Sons.

Rindel JH (1995), Computer simulation techniques for acoustical design of rooms. *Acoustics Australia* 23, 81-86.

Rosenblatt F (1958), The perceptron: a probabilistic model for information storage and organization in the brain. *Psychological review* 65(6), 386.

Ruiz H, Cobo P, Jacobsen F (2011), Optimization of multiple-layer microperforated panels by simulated annealing. *Applied Acoustics* 72(10), 772-776.

Rumelhart DE, Hinton GE, Williams RJ (1986), Learning representations by back-propagating errors. *Nature* 323, 533-536.

Sabine WC (1922), *Collected paper of acoustics*. Cambridge, Harvard University Press.

Savioja L (1999), *Modeling techniques for virtual acoustics*. PhD thesis, Helsinki University of Technology.

Schroeder MR (1965), New method of measuring reverberation time. *Journal of the Acoustical Society of America* 37, 409-412.

Sequeira ME, Cortínez VH (2009), Un modelo de caja gris para la acústica de recintos industriales. Publicado en las Actas de las Primeras Jornadas Regionales de Acústica (AdAA). Formato digital. 12 pp.

Sequeira ME, Cortínez VH (2011a), Diseño acústico óptimo de la geometría de salas de concierto. *Mecánica computacional* 30, 2155-2172.

Sequeira ME, Cortínez VH (2011b), Optimal acoustic design of industrial buildings by means of a hybrid model. *Proceedings of the 18th International Congress on Sound and Vibration (ICSV18)*. Formato digital. 8 pp.

Sequeira ME, Cortínez VH (2012), A simplified two-dimensional acoustic diffusion model for predicting sound levels in enclosures. *Applied Acoustics* 73(8), 842-848.

Siltanen S, Lokki T, Kiminki S, Savioja L (2007), The room acoustic rendering equation. *Journal of the Acoustical Society of America* 122(3), 1624-1635.

Simpson PK (1990), *Artificial neural systems: foundations, paradigms, applications, and implementations*. Pergamon Press.

Specht DF (1991), A General Regression Neural Network, *IEEE Transactions of Neural Networks* 2(6), 568-576.

Stephenson U (1990), Comparison of the image source method and the particle simulation method. *Applied Acoustics* 29(1), 35-72.

Strikwerda J (2007), *Finite difference schemes and partial differential equations*. Siam.

Summers JE, Torres RR, Shimizu Y, Dalenbäck BIL (2005), Adapting a randomized beam-axis-tracing algorithm to modeling of coupled rooms via late-part ray tracing. *Journal of Acoustical Society of America* 118(3), 1491-1502.

Svensson UP, Fred RI, Vanderkooy J (1999), Analytic secondary source model of edge diffraction impulse responses. *Journal of the Acoustical Society of America* 106(5), 2331-2344.

Takahashi Y, Otsuru T, Tomiku R (2005), In situ measurements of surface impedance and absorption coefficients of porous materials using two microphones and ambient noise. *Applied Acoustics* 66(7), 845-865.

Thompson JK, Mitchell LD, Hurst CJ (1976), A modified room acoustics approach to determine sound-pressure levels in irregularly-proportioned workroom spaces. *Proceedings Inter-Noise*, 465-468.

VDI 3760 (1996), *Computation and measurement of sound propagation in workrooms*.

Valeau V, Picaut J, Hodgson M (2006), On the use of a diffusion equation for room acoustic prediction. *Journal of the Acoustical Society of America* 119(3), 1504-1513.

Valeau V, Hodgson M, Picaut J (2007), A diffusion-based analogy for the prediction of sound fields in fitted rooms. *Acustica/Acta Acustica* 93(1), 94-105.

Vér IL, Beranek LL (2006), *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications*. 2nd edition. John Wiley and Sons.

Vidal MC (2003), *Un procedimiento heurístico para resolver problemas de asignación cuadrática*. Tesis de Magister. Universidad Nacional del Sur, Argentina.

Visentin C, Prodi N, Valeau V, Picaut J (2012), A numerical investigation of the Fick's law of diffusion in room acoustics. *Journal of the Acoustical Society of America* 132(5), 3180-3189.

Vorländer M (1989), Simulation of the transient and steady-state sound propagation in rooms using a new combined ray-tracing/image-source algorithm. *Journal of Acoustical Society of America* 86(1), 172-188.

Vorländer M, Mommertz E (2000), Definition and measurement of random incidence scattering coefficients. *Applied Acoustics* 60(2), 187-199.

Vorländer M (2008), *Auralization: Fundamentals of Acoustics, Modelling, Simulation, Algorithms and Acoustic Virtual Reality*. Springer.

Voronina NN, Horoshenkov KV (2003), A new empirical model for the acoustic properties of loose granular media. *Applied Acoustics* 64(4), 415-32.

Widrow B, Hoff ME (1960), Adaptive switching circuits. *IRE WESCON Convention Record*, 96-104.

Xiang N, Jing Y, Bockman AC (2009), Investigation of acoustically coupled enclosures using a diffusion-equation model. *Journal of the Acoustical Society of America* 126(3), 1187-1198.

Zienkiewicz OC (1982), *El método de los elementos finitos*. 3ra edición. Editorial Reverte.

APENDICE I

MODELO ACÚSTICO DE BARRON Y LEE

Si el nivel sonoro global obtenido a partir de la teoría clásica de campo difuso (2.48), se formula en términos del nivel sonoro directo L_{p0} , determinado a 10 m de la fuente sonora (nivel de referencia), y la absorción total equivalente R , se expresa utilizando la ecuación del tiempo de reverberación de Sabine $TR = 0.161V/R$ (2.51), entonces la ecuación de campo sonoro difuso (2.48) se puede expresar de la siguiente manera

$$L_p - L_{p0} = 10 \log_{10} \left(\frac{100}{r^2} + 31200 \frac{V}{TR} \right), \quad (\text{A.1})$$

donde V es el volumen del recinto y r es la distancia desde la fuente.

Mientras que la teoría clásica considera el nivel sonoro reflejado constante en todo el recinto (campo uniforme), en un recinto real el sonido reflejado decrece a medida que el receptor se aleja de la fuente.

En tal sentido, Barron y Lee (1988) propusieron un modelo que permite contemplar este comportamiento. Ellos estudiaron los campos acústicos en salas de concierto y observaron que las características sonoras en estos ambientes se diferenciaban notablemente de las presentes en ambientes difusos. La mayor discrepancia se debía a la disminución del nivel sonoro reflejado, al aumentar la distancia fuente-receptor. En tal sentido, propusieron un modelo basado en las siguientes hipótesis:

- El ruido directo es seguido por un decaimiento sonoro lineal, en función del tiempo de reverberación TR .
- El nivel instantáneo de la parte tardía del decaimiento sonoro es uniforme en todo el recinto, por lo que las curvas de decaimiento se superponen.
- El tiempo $t = 0$ corresponde al tiempo en que la señal se emite desde la fuente, por lo tanto, el sonido directo llega a un punto receptor, ubicado a una distancia r desde la fuente, después de un tiempo $t = r/c$, siendo c la velocidad del sonido. De esta manera, la energía integrada disminuye cuando aumenta la distancia fuente-receptor.
- Se asume que el valor absoluto del nivel sonoro reflejado, para $t = 0$, es igual al valor predicho por la teoría clásica de campo difuso (A.1).

A partir de estas hipótesis, la energía sonora integrada en el intervalo de tiempo t a infinito se expresa

$$J_t = 31200 \frac{TR}{V} e^{\frac{-13.82}{RT}}. \quad (\text{A.2})$$

Para determinar el nivel sonoro, la energía se divide en tres componentes: el sonido directo (d), el sonido reflejado temprano (correspondiente al intervalo desde $t = 0$ hasta $t = 80$ ms, e_r) y el sonido reflejado tardío (correspondiente al intervalo desde $t = 80$ ms hasta infinito, l). A partir de la expresión (A.2), cada componente se define de la siguiente manera (Barron y Lee, 1988)

$$d = \frac{100}{r^2}, \quad (\text{A.3})$$

$$e_r = \frac{31200TR}{V} e^{\frac{-0.04r}{TR}} \left(1 - e^{\frac{-1.11}{TR}} \right), \quad (\text{A.4})$$

$$l = \frac{31200TR}{V} e^{\frac{-0.04r}{TR}} e^{\frac{-1.11}{TR}}. \quad (\text{A.5})$$

Finalmente, el nivel sonoro total ($L_p - L_{p0}$) se expresa

$$L_p - L_{p0} = 10 \log_{10} (d + e_r + l). \quad (\text{A.6})$$

El modelo propuesto fue comparado con mediciones reales, obteniéndose un buen ajuste, en la gran mayoría de salas de concierto analizadas. Sin embargo, los autores observaron que en presencia de techos altamente difusos, el modelo sobreestima los resultados debido a una disminución más pronunciada de la energía sonora temprana. En tal sentido, el modelo presenta resultados satisfactorios en recintos categorizados por los autores como “razonablemente difusos”. La principal característica de estos recintos es que las superficies de los techos deben poseer una difusividad moderada.