

UN MODELO DE DIFUSIÓN ACÚSTICA PARA RECINTOS: COMPARACIÓN CON EL METODO DE RAYOS

Martín E. Sequeira^a y Víctor H. Cortinez^{a, b}

^a*Centro de Investigaciones en Mecánica Teórica y Aplicada (CIMTA), Universidad Tecnológica Nacional (FRBB), 11 de Abril 461, 8000, Bahía Blanca, Argentina, vcortine@frbb.utn.edu.ar, <http://www.frbb.utn.edu.ar>*

^b*Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET), Argentina, <http://www.conicet.gov.ar>*

Palabras claves: modelos acústicos, trazado de rayos, ecuación de difusión.

Resumen. El control acústico es una disciplina de interés creciente en el ambiente laboral industrial. A los efectos de diseñar soluciones acústicas, es necesario efectuar predicciones de los niveles sonoros que tendrán lugar una vez implementadas las mismas.

El método más simple y aún efectivo para realizar esta tarea es el modelo clásico de ruido difuso de Sabine. Esta teoría brinda una fórmula analítica explícita de los niveles acústicos en función de la disposición geométrica de las fuentes, sus potencias y el coeficiente de absorción promediado. A pesar de su gran éxito en la ingeniería acústica se han detectado varias situaciones para las cuales sus resultados son muy imprecisos.

Otra técnica bien establecida y de mayor precisión en este campo es el método de trazado de rayos. Sin embargo, los tiempos de cómputo empleados suelen ser importantes.

Un nuevo concepto para la acústica de recintos fue propuesto recientemente ([Picaut, J. et al. *Acustica*, 83:614-621 \(1997\)](#)), el cual permite calcular la distribución del campo reverberante no uniforme en recintos, extendiendo la teoría de campo difuso.

El presente trabajo tiene como objetivo desarrollar un estudio comparativo exhaustivo entre ambos modelos, considerando diferentes condiciones geométricas de las fuentes y del recinto, diferentes condiciones de absorción y la existencia de objetos dentro del recinto.

1 INTRODUCCIÓN

Los niveles sonoros existentes en recintos de diversa índole y especialmente industriales, en muchos casos alcanzan valores que atentan contra la salud de los ocupantes. Por tal motivo, el control acústico es una disciplina de interés creciente en el ambiente laboral industrial. A los efectos de diseñar soluciones acústicas, es necesario efectuar predicciones de los niveles sonoros que tendrán lugar una vez implementadas las mismas (Gerges, 2004).

El método más simple y aún efectivo para realizar esta tarea es el modelo clásico de ruido difuso de Sabine. Esta teoría brinda una fórmula analítica explícita de los niveles acústicos en función de la disposición geométrica de las fuentes, sus potencias y el coeficiente de absorción promediado. A pesar de su gran éxito en la ingeniería acústica se han detectado varias situaciones para las cuales sus resultados son muy imprecisos.

Otra técnica bien establecida en este campo es el método de trazado de rayos. Corresponde a una teoría acústica geométrica, y consiste en construir el patrón de “rayos” acústicos considerando la atenuación que el sonido sufre al recorrer tales trayectorias. Tal metodología ha sido aplicada con éxito a una gran cantidad de situaciones prácticas. Sin embargo, los tiempos de cómputo empleados suelen ser importantes. Por otra parte, no son completamente generales estando en muchos casos restringidos desde el punto de vista de la geometría de la sala analizada.

También existen modelos basados en datos experimentales, como el presentado por (Hodgson, 2003), el cual contempla una gran cantidad de recintos industriales con o sin objetos dispersos en su interior, pero tienen el problema de estar acotado a la geometría y condiciones acústicas de los recintos analizados.

Un nuevo concepto para la acústica de recintos fue propuesto recientemente (Picaut et. al, 1997). Tal enfoque permite calcular la distribución del campo reverberante no uniforme en recintos, extendiendo la teoría de campo difuso. Un aspecto importante es que el problema queda gobernado por ecuaciones similares a las de transferencia de calor. Las ecuaciones propuestas por este enfoque pueden ser fáciles y rápidamente resueltas mediante el método de los elementos finitos para geometrías arbitrarias y condiciones de borde no homogéneas.

Recientemente han sido realizadas algunas comparaciones preliminares entre tal enfoque y el método de trazado de rayos.

El presente trabajo tiene como objetivo desarrollar un estudio comparativo más exhaustivo entre el modelo de difusión propuesto y los modelos mencionados anteriormente, considerando diferentes condiciones geométricas del recinto, diferentes condiciones de absorción y la existencia de objetos dentro del recinto.

2 MODELO DE LA ECUACIÓN DE DIFUSIÓN

Este modelo está basado en una analogía física entre la propagación del sonido en recintos con superficies reflectantes difusivas y la propagación de partículas de un medio gaseoso en un fluido difusivo (Valeu et. al, 2006).

Es decir, el movimiento de las partículas sonoras en un recinto es equivalente al movimiento de las partículas en un medio gaseoso, asumiendo que existen numerosos objetos esparcidos en el volumen, con superficies reflejantes y absorbentes.

Para respetar la misma distribución de superficie entre las paredes del recinto y el fluido difusivo, los objetos esparcidos deberán tener un camino libre medio $\lambda=4V/S$ (para un volumen V y un área de las superficies interiores S del recinto), lo cual concuerda con la teoría acústica de recintos clásica cuando las paredes se consideran con reflexión difusiva (ley de Lambert).

Si consideramos un recinto con volumen V , superficie interior S y un coeficiente de

absorción promedio $\bar{\alpha}$, es posible considerar el esparcimiento de las partículas sonoras debido a las superficies del recinto análogo a la difusión de las mismas partículas dadas por una distribución normal de dispersión en el volumen.

En tal caso, los objetos dispersivos toman el lugar de las paredes y reflejan el sonido difusivamente en el volumen.

A partir de esto, y dada la baja tasa de intercambio en función del tiempo involucrada en los fenómenos de difusión, el flujo de energía sonora J causado por el gradiente de la densidad de energía sonora w , en el recinto considerado para una posición r y en un tiempo t , puede ser expresado de acuerdo con la ley de Fick como:

$$J(r,t) = -D \text{grad } w(r,t). \quad (1)$$

siendo D la *constante de difusión* la cual tiene en cuenta la morfología del recinto a través del camino libre medio y su expresión analítica se obtiene directamente de la teoría de difusión de partículas en un medio dispersivo:

$$D = \frac{\lambda c}{3} = \frac{4Vc}{3S}. \quad (2)$$

Bajo esta suposición, la densidad de partículas w , es la solución a la ecuación de difusión.

La analogía con la acústica de recintos nos permite admitir que la densidad de energía acústica en un recinto esta gobernada por la misma ecuación de difusión.

Por lo tanto, la variación en función del tiempo de la densidad de energía sonora w en un recinto de volumen V sin considerar fuentes sonoras es:

$$\frac{\partial w(r,t)}{\partial t} = -\text{div } J(r,t). \quad (3)$$

Si consideramos ahora una fuente sonora omnidireccional radiando espacialmente dentro de una región con una densidad de energía que depende del tiempo $q(r,t)$ y la absorción de las paredes del recinto mediante una pérdida de energía $\sigma w(r,t)$, el balance de energía (3), conjuntamente con la expresión (1) da lugar a la *ecuación de difusión* expresada de la siguiente manera:

$$\frac{\partial w(r,t)}{\partial t} - D \nabla^2 w(r,t) + \sigma w(r,t) + mcw(r,t) = q(r,t), \text{ en el volumen} \quad (4)$$

El término $\sigma w(r,t)$ expresa la pérdida de energía por unidad de volumen y por unidad de tiempo debido al coeficiente de absorción promedio y el parámetro m corresponde al coeficiente de absorción del aire.

Cabe señalar que todos los coeficientes de absorción son dependientes de la frecuencia, por lo tanto la dependencia de la frecuencia de la densidad de energía sonora se puede incluir en el modelo de la ecuación de difusión.

2.1 Condiciones de Borde

El intercambio de energía en los bordes puede expresarse mediante una condición de borde mixta sobre la superficie:

$$J(r,t) \cdot n = -D w(r,t) \cdot n = h_x w(r,t), \text{ sobre la superficie} \quad (5)$$

siendo h_x un coeficiente de intercambio (considera el intercambio de energía en las paredes).

Bajo esta suposición (usada ampliamente en transferencia de calor) el flujo local de energía fuera del recinto se asume proporcional a la densidad de energía local.

Considerando que las paredes del recinto están formadas por N superficies S_i con coeficientes de absorción α_i , el coeficiente de intercambio se expresa como:

$$hx_i = \frac{c\alpha_i}{4}, \quad i=1, \dots, N. \quad (6)$$

Puede demostrarse que bajo condiciones reverberantes perfectas, la expresión (6) es consistente con la teoría de acústica de Sabine (Picaut et al, 1999). De todas maneras esta expresión es más general y considera la no uniformidad de la absorción en las paredes.

La ecuación de difusión con estas condiciones de borde permite obtener buenos resultados solo en la modelación de recintos con baja absorción. Por lo tanto, para lograr una razonable precisión en las condiciones de borde mixtas asociadas con alta absorción, se reemplaza el coeficiente de absorción de Sabine, en el coeficiente de intercambio, por el coeficiente de absorción de Eyring:

$$hx = \frac{c - \ln(1 - \alpha)}{4}. \quad (7)$$

Aunque esta última expresión extiende la predicción a situaciones de recintos con mayor coeficiente de absorción en sus superficies, las aplicaciones requieren contar con ciertas precauciones cuando el coeficiente de absorción es igual o muy cercano a uno (Ping and Yiang, 2007).

A partir de esto, el modelo de la ecuación de difusión utilizando el coeficiente de Sabine se denomina *Modelo de difusión-sabine*, mientras que si se utiliza el coeficiente de Eyring, se la llama *Modelo de Difusión-Eyring*.

En resumen, el sistema resultante es el siguiente:

$$\frac{\partial w(r,t)}{\partial t} - D \nabla^2 w(r,t) + \sigma w(r,t) + mcw(r,t) = q(r,t), \text{ en el volumen} \quad (8)$$

$$D \frac{\partial w(r,t)}{\partial n} + hxw(r,t) = 0, \text{ sobre la superficie} \quad (9)$$

donde el coeficiente de intercambio h_x puede expresar la absorción según Sabine o Eyring, según corresponda el caso analizado.

En el sistema resultante, el término $\sigma w(r,t)$ expresa la pérdida de energía volumétrica y por unidad de tiempo dada por los posibles objetos dispersos uniformemente que se encuentren en el interior del recinto.

2.2 Modelo de la ecuación de difusión modificado

Como se comentó previamente, el valor teórico de la constante de difusión D es válido sólo para reflexiones difusivas.

Sin embargo, al modelar la distribución de los niveles sonoros en recintos “reales”, es necesario considerar reflexiones mixtas, con una cierta proporción de reflexiones difusivas y especulares (Hodgson, 1991).

Es decir, las reflexiones envueltas en recintos están caracterizadas por el coeficiente de dispersión s (*scattering coefficient*) definido como el cociente entre la energía reflejada de manera difusiva y la energía reflejada total, cuya valor varía entre 0 (reflexión totalmente especular) y 1 (reflexión totalmente difusiva).

Además, el modelo de trazado de rayos empleado en este trabajo para las comparaciones entre los distintos modelos, considera únicamente reflexiones especulares.

Por lo tanto, es necesario adaptar la expresión de la constante de difusión D para que pueda considerar este tipo de reflexiones (Cedric et. al, 2007).

Para ello, se emplea una constante de difusión empírica, cuya expresión es la siguiente:

$$D_{empirica} = K D. \quad (10)$$

Siendo $D_{empirica}$ el valor de la constante modificada para considerar cualquier tipo de reflexiones y D el valor de la constante de difusión para un coeficiente de reflexión igual a 1 (100% reflexión difusiva).

Para obtener el valor de K que considere solo reflexiones especulares, se realizaron varias comparaciones entre los modelos, considerando distintas configuraciones geométricas y se encontró un buen ajuste (en la distribución de los niveles sonoros) empleando un valor de K igual a 5.8.

Además, se observó que el valor K no es función de las propiedades geométricas del recinto, sino del coeficiente de dispersión s , es decir, varía según las características de reflexión del recinto.

2.3 Implementación numérica

Para resolver la ecuación de difusión se utilizó el método de elementos finitos (FEM), mediante la implementación del software (FlexPDE Manual, 1999).

Se consideró una situación acústica estacionaria para una potencia sonora P , a partir de $q(r,t)=P/Vs$, siendo Vs el volumen (sub-dominio) ocupado por la fuente.

Además, se despreció la absorción del aire y todos los cálculos se resolvieron para la banda de octavas de 1000 Hz.

A partir de la solución numérica de la densidad de energía sonora $w(r)$ se obtiene el nivel de presión sonora local de la siguiente manera:

$$L_{p_{local}}(r) = 10 \log\left(\frac{w(r)\rho c^2}{P_{ref}^2}\right). \quad (11)$$

Finalmente, el nivel de presión sonora total se logra adicionando el valor del campo directo, resultando:

$$L_{p_{global}}(r) = 10 \log\left\{\rho c [Ws / (4\pi r^2) + w(r)c] / P_{ref}^2\right\}. \quad (12)$$

siendo $P_{ref}^2 = 2e10^{-5}$.

3 MODELO DE TRAZADO DE RAYOS

Para comparar la eficacia de predicción de la ecuación de difusión, se utilizó el software comercial (SoundPlan, 2004).

Básicamente, este modelo considera la geometría básica del recinto y los objetos en su interior (*fittings*), junto con sus correspondientes coeficientes de absorción. La predicción del campo sonoro se realiza considerando la energía y el tiempo de llegada a cada receptor a partir de una serie de rayos emitidos desde cada una de las fuentes y las sucesivas reflexiones de los mismos en las superficies del recinto. El número de rayos y de reflexiones considerados debe ser suficientemente alto para asegurar una correcta predicción.

Para la modelización, el algoritmo de trazado de rayos emplea las siguientes simplificaciones:

- Se utilizan las leyes de la acústica geométrica.
- Las superficies se consideran todas planas y reflejan la energía espectralmente como si fueran provenientes de un plano infinito.
- Todas las superficies absorben energía sonora de acuerdo con su coeficiente de absorción, que es independiente del ángulo de incidencia.
- El sonido se considera como función de energía y no como una función de presión, por lo tanto, las energías se suman directamente, por lo que no se tienen en cuenta los efectos de interferencia.
- La dispersión del sonido debido a los “rebotes” en los obstáculos existentes dentro del recinto (máquinas, cañerías, etc.) se tiene en cuenta solo en forma estadística, es decir no se considera la geometría de cada uno y su interacción con los rayos proyectados. Por lo tanto se define como parámetro a la densidad de objetos $q = S/(4V)$, siendo S la superficie total de todos los objetos interiores (cuyas dimensiones sean más grandes que la longitud de onda) y V el volumen del recinto.

Asimismo, se utilizó el software comercial ODEON (*versión demo*), permitiendo implementar todas las características que considera solo para aquellos ejemplos provistos por tal versión.

Una de las diferencias más importantes entre ambos (SoundPlan y ODEON) es que este último permite considerar reflexiones interiores, tanto difusivas como especulares. Este punto se tendrá en cuenta para las comparaciones posteriores con el modelo de la ecuación de difusión.

4 MODELO DE HODGSON

Con el objeto de poder comparar la ecuación de difusión con un modelo basado en datos experimentales, se eligió aquel desarrollado por (Hodgson, 2003), basado en mediciones en 30 recintos industriales típicos vacíos y con objetos en su interior (distribuidos uniformemente), con y sin tratamiento acústico en la superficie del techo.

Las características más importantes del modelo son las siguientes:

- Las curvas de propagación sonora fueron medidas solo a lo largo de la mayor dimensión del recinto y los receptores fueron ubicados a una distancia desde la fuente de 1, 2, 5, 10, 15...m paralelos al eje de esta dimensión.
- En cada recinto se consideró las bandas de octava desde 125 a 4000Hz.
- Se utilizó una fuente omnidireccional emitiendo ruido rosa.

El modelo básicamente considera a cada recinto industrial conteniendo una fuente puntual radiando un nivel de potencia Lw_i en las bandas de octava consideradas. El nivel sonoro $Lp_i(r)$ para la banda i a una distancia r de la fuente esta dado por:

$$\begin{aligned} Lp_i(r) &= Lw_i + SP_i(r), \\ SP_i(r) &= I_i + s_i \log(r). \end{aligned} \tag{13}$$

Siendo I_i la intersección y s_i la pendiente de la recta determinadas por regresión.

Seguidamente se presenta el rango de valores de los parámetros usados en el modelo de predicción empírico para los 30 recintos industriales.

Nombre del parámetro	Símbolo	Unidad	Rango de los parámetros
Largo del recinto	L	m	23-128
Ancho del recinto	W	m	5-61
Altura del recinto	H	m	4-9
Volumen del recinto	V	m	1100-37600
Área del recinto	S	m ²	830-11800
Altura promedio de los objetos	H	m	0 y 1.2-1.6
Número de objetos	Nf	---	0 y 25-97
Proporción de la superficie del piso cubierta por objetos	Sff	---	0 y 0.16-0.28
Densidad de objetos	Q	1/m	0 y 0.025-0.10

Tabla 1: Rango de valores de los parámetros usados en el modelo de predicción empírico para 30 recintos industriales.

5 RESULTADOS NUMÉRICOS

A continuación se presentan una serie de ejemplos donde se compararon las predicciones de los niveles sonoros del modelo de la ecuación de difusión con las simulaciones obtenidas mediante el modelo de trazado de rayos (SoundPlan).

En algunos casos particulares, se comparó además con el modelo experimental de Hodgson y con el modelo de trazado de rayos implementado por el software ODEON. Con la implementación de este último, se pretende considerar tanto reflexiones difusivas como especulares, para contrastar ambas situaciones con el modelo de difusión.

Además los resultados se contrastaron con las predicciones dadas por la teoría clásica de campo sonoro difuso (modelo de Sabine).

En todos los casos analizados, la potencia sonora (P) de la o las fuentes se consideraron entre 90 y 105 dB.

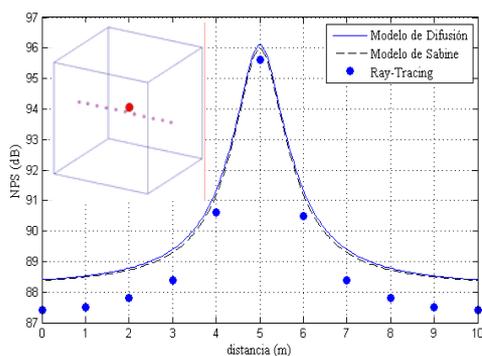
5.1 Recintos con geometría variable

En la figura 1 se muestran distintas comparaciones de recintos vacíos con geometrías variables en función de la relación $R=L/H$, es decir, variando la longitud (L) en función de la altura (H) del recinto.

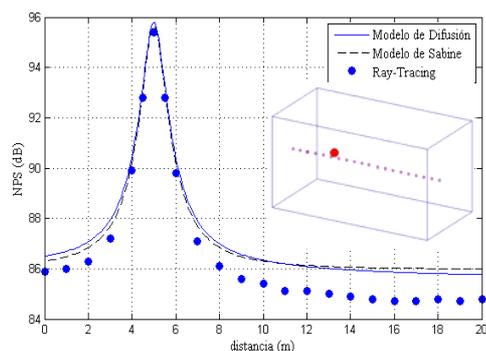
Se consideró un coeficiente de absorción global de 0.1 y reflexiones especulares mediante la utilización de constante de difusión empírica en el modelo de difusión.

Los detalles sobre la ubicación de la fuente y receptores se aprecian en los esquemas de los recintos y legendas presentados en cada gráfico.

a)



b)



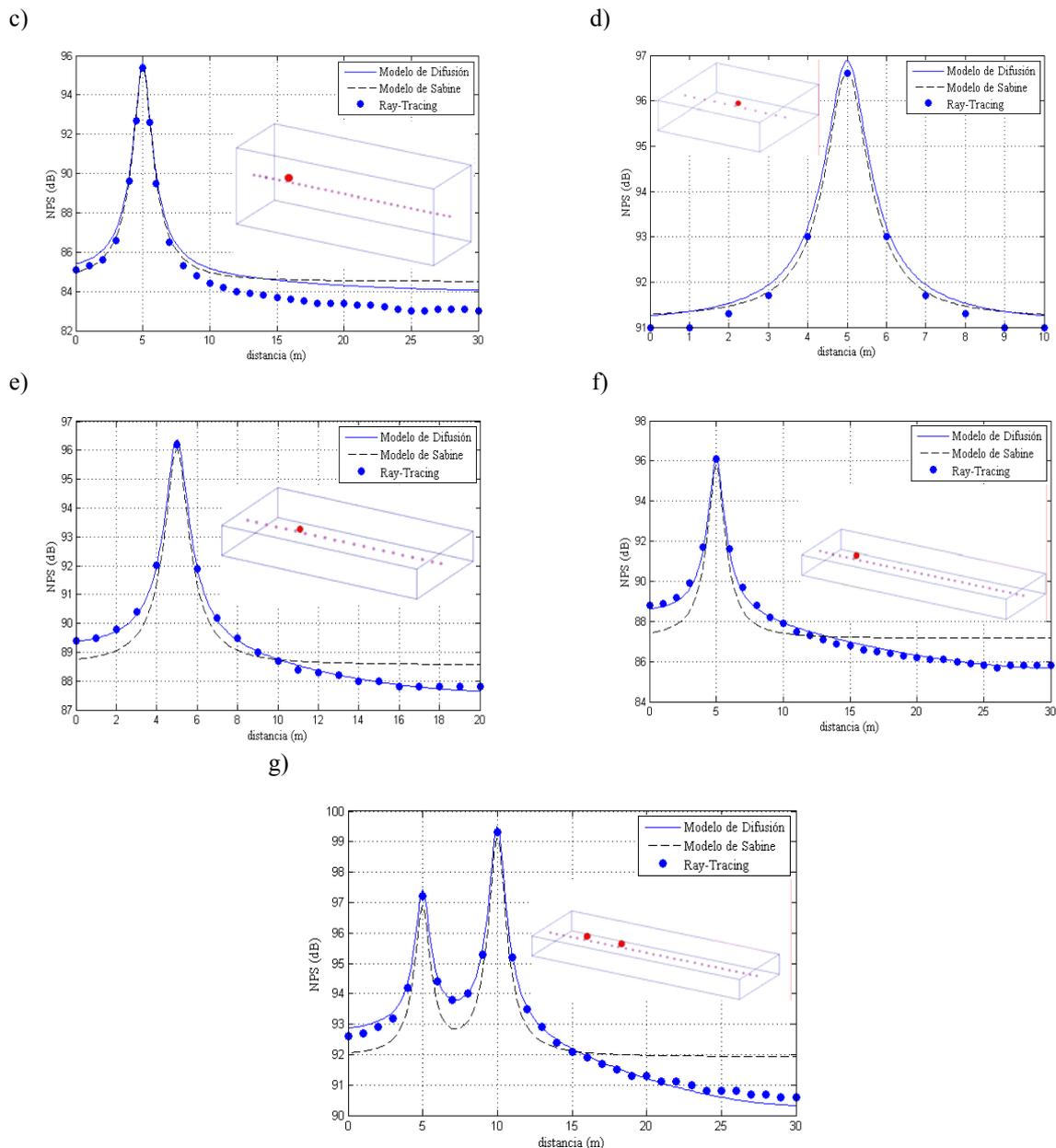


Figura 1: Variación del nivel de presión sonora para recintos con distintas relaciones geométricas. Fig. a) $R=1$ ($10 \times 10 \times 10$ m³); Fig. b) $R=2$ ($20 \times 10 \times 10$ m³); Fig. c) $R=3$ ($30 \times 10 \times 10$ m³); Fig. d) $R=4$ ($10 \times 10 \times 2.5$ m³); Fig. e) $R=8$ ($20 \times 10 \times 2.5$ m³); Fig. f) $R=12$ ($30 \times 10 \times 2.5$ m³); Fig. g) $R=12$ considerando 2 fuentes ($30 \times 10 \times 2.5$ m³).

A partir de la figura, se observa un buen ajuste entre el modelo de la ecuación de difusión y el modelo de trazado de rayos implementado por SoundPlan, con una diferencia máxima de 1 dB.

En todos los casos se comparó con el modelo de la teoría clásica de campo difuso (modelo de Sabine) encontrándose diferencias en aquellos casos donde la geometría del recinto no permite un campo reverberante uniforme (recintos desproporcionados).

5.2 Recinto desproporcionado con diferentes coeficientes de absorción en las paredes

En este caso se consideró diferentes coeficientes de absorción en las paredes interiores de un recinto de dimensiones $30 \times 10 \times 2.5$ m³, utilizando un coeficiente de absorción $\alpha = 0.1$ en el techo y piso y diferentes coeficientes en las paredes (entre 0.1 y 0.7). La planta esquemática

junto con la ubicación de la fuente, receptores y características acústicas se aprecia en la figura 2.

Se observa que los ajustes son mejores cuando se considera el modelo de difusión-Eyring respecto del modelo de difusión-Sabine. Por otro lado, la ecuación clásica de ruido difuso incrementa su diferencia, respecto del modelo de trazado de rayos, a medida que aumenta la distancia fuente-receptor.

A partir de la simulación de varios escenarios considerando distintos coeficientes de absorción y distintas geometrías de recintos (no presentados en este trabajo) se concluye que la implementación de la ecuación de difusión según Eyring presenta un mejor ajuste cuando se consideran coeficiente de absorción mayores a 0.4, mientras que la ecuación de difusión según Sabine exhibe un mejor comportamiento para coeficientes de absorción menores a 0.4.

0.4.

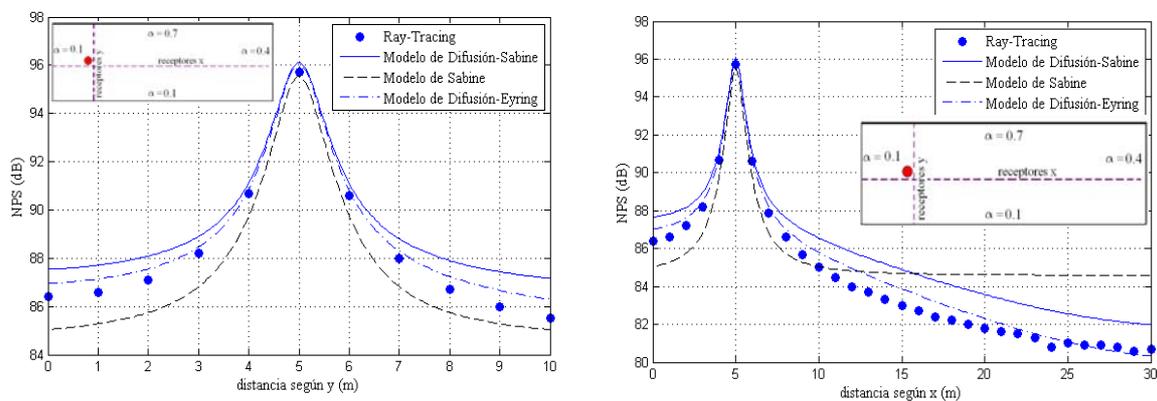


Figura 2: Variación del nivel de presión sonora según el eje x (izquierda) y según el eje y (derecha) para diferentes condiciones de borde.

5.3 Recinto largo con superficies inclinadas (considerando reflexiones difusivas y especulares)

A continuación se presenta una comparación empleando el modelo de trazado de rayos provisto por ODEON y el modelo de la ecuación de difusión utilizando tanto reflexiones difusivas como especulares.

El recinto vacío considerado presenta un coeficiente de absorción global de 0.1 y superficies inclinadas con una fuente puntual y una línea de receptores dispuestos como se observa en la figura 3.

El modelo de difusión presenta un buen ajuste (error máximo de 1 dB) tanto para el caso donde se considera reflexiones difusivas como para el caso de reflexiones especulares (figura 4).

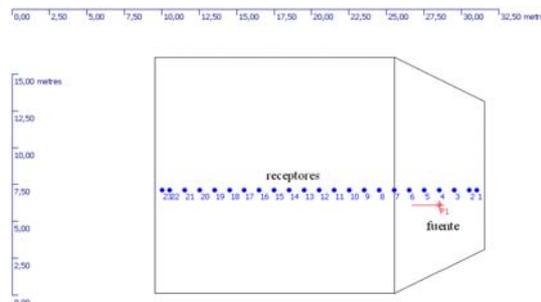


Figura 3: Planta esquemática del recinto con ubicación de fuentes y receptores (coeficiente de absorción global $\alpha = 0.1$).

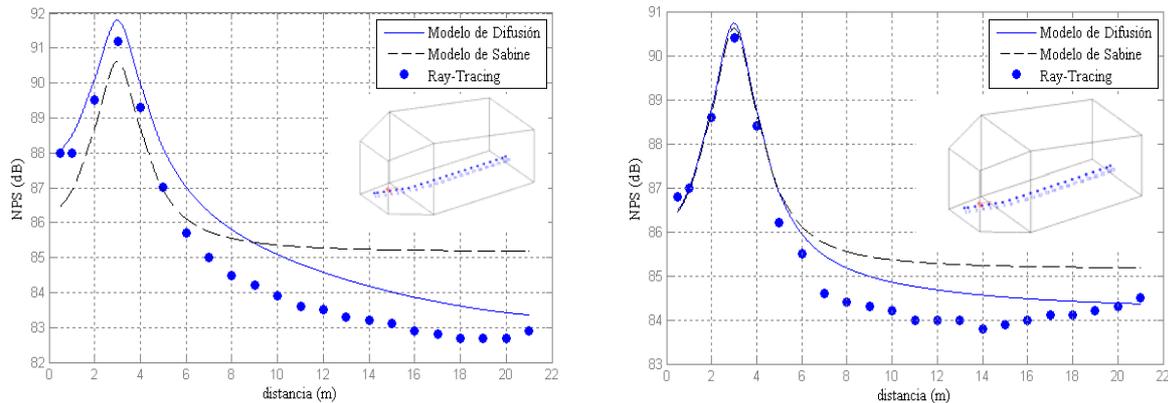


Figura 4: Variación del nivel de presión sonora para un recinto con superficies inclinadas, considerando reflexiones difusivas (izquierda) y reflexiones especulares (derecha).

5.4 Recinto con objetos distribuidos uniformemente en su interior

En este caso se comparó el modelo de la ecuación de difusión con el modelo de trazado de rayos (utilizando SoundPlan) y con el modelo de Hodgson, considerando un recinto con objetos distribuidos uniformemente en su interior con un valor de densidad de 0.05 1/m.

La geometría del recinto elegido ($50 \times 50 \times 7 \text{ m}^3$) posee dimensiones adecuadas para considerarla en el modelo de Hodgson.

Se tuvieron en cuenta 2 situaciones de absorción diferentes en el techo, con tratamiento acústico ($\alpha_{\text{techo}}=0.8$) y sin tratamiento ($\alpha_{\text{techo}}=0.03$), mientras que en el resto de las superficies $\alpha=0.1$.

El esquema del recinto, junto con la ubicación de la fuente y receptores, se muestra en la figura 5.

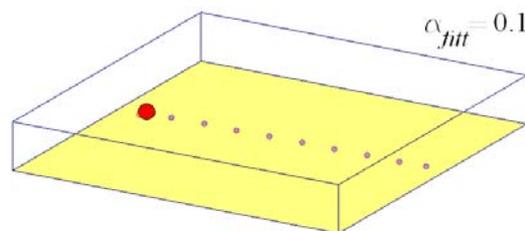


Figura 5: Esquema del recinto ($50 \times 50 \times 7 \text{ m}^3$)

Se observa, en la figura 6, que tanto el modelo de difusión como el de Hodgson, presentan un buen ajuste con respecto al modelo de trazado de rayos.

Cabe aclarar que a pesar que el modelo de trazado de rayos implementado en SoundPlan solo considera reflexiones especulares, en este caso, al incluir objetos en el interior del recinto, se modifica las condiciones en el campo sonoro lejano (campo sonoro más reverberante), obteniendo un mejor ajuste entre ambos modelos al considerar la ecuación de difusión con reflexiones difusivas.

Por otra parte, el modelo de Sabine (campo reverberante uniforme) presenta un error de hasta 10 dB.

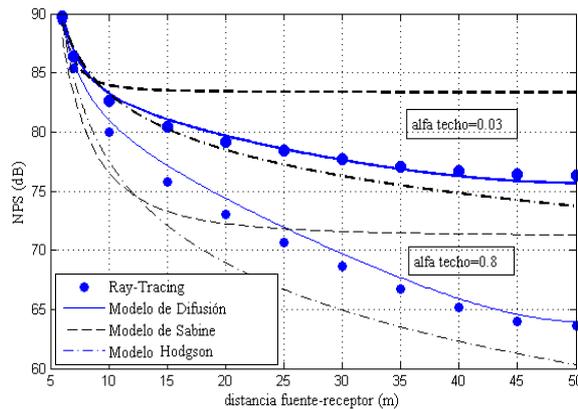


Figura 6: Variación del nivel de presión sonora para un recinto con objetos distribuidos uniformemente en su interior. El recinto se considera con y sin tratamiento acústico en el techo ($\alpha_{\text{techo}}=0.03$, trazo grueso y $\alpha_{\text{techo}}=0.8$, trazo fino).

5.5 Recinto en forma de “L” con diferentes coeficientes de absorción en el techo

En este ejemplo, se consideró un recinto vacío que presenta una morfología diferente a las previamente estudiadas (figura 7), con 3 coeficientes de absorción diferentes en el techo ($\alpha_{\text{techo}}=0.1, 0.5$ y 0.8) y $\alpha=0.1$ en el resto de las superficies interiores.

Puede observarse, que a pesar que el modelo de difusión no considera de manera directa los efectos de difracción que ocurren en el interior del recinto, existe un buen ajuste para las tres condiciones de absorción, encontrando una diferencia máxima de 2 dB en el caso del recinto con menor coeficiente de absorción en el techo ($\alpha_{\text{techo}}=0.1$).

El modelo de Sabine, presenta una mayor diferencia con el modelo trazado de rayos, a medida que aumenta la absorción en la superficie del techo, con una diferencia máxima de 6 dB, para el caso donde $\alpha_{\text{techo}}=0.8$.

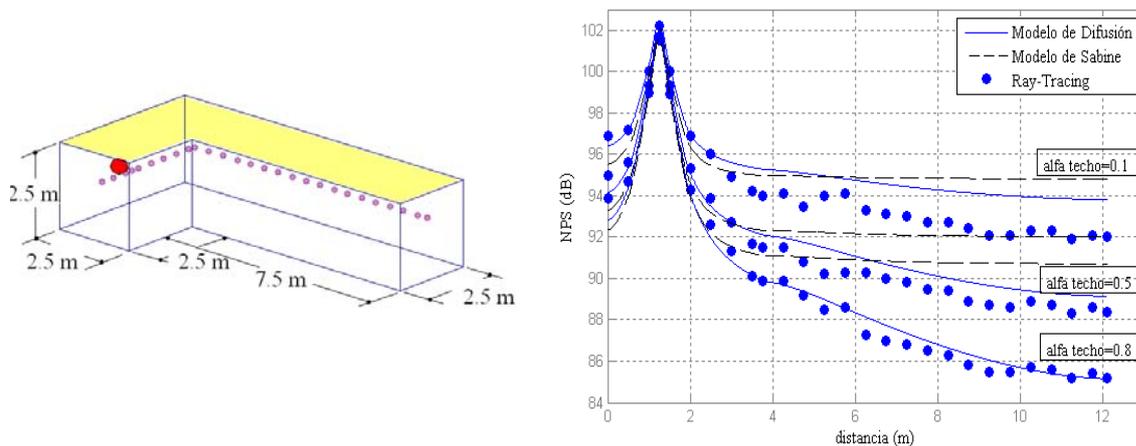


Figura 7: Esquema del recinto en forma de “L” con medidas geométricas (izquierda) y variación del nivel de presión sonora para diferentes coeficientes de absorción en el techo del recinto (derecha).

5.6 Recintos acoplados (acoplamiento débil)

En este caso se consideraron dos recintos acoplados por una abertura ($0.83 \times 3.03 \text{ m}^2$) como se observa en la figura 8. Las dimensiones del recinto emisor son de $6.9 \times 9.37 \times 3.03 \text{ m}^3$ mientras que las del recinto receptor son de $6.52 \times 9.37 \times 3.03 \text{ m}^3$.

Se consideraron coeficientes de absorción bajos para todas las superficies interiores (entre 0.01 y 0.28).

Para simular la respuesta de los recintos acoplados mediante la ecuación de difusión, se tuvo en cuenta en cada uno de ellos una constante de difusión D distinta, considerando la morfología de cada recinto a través del camino libre medio (Billon, 2006).

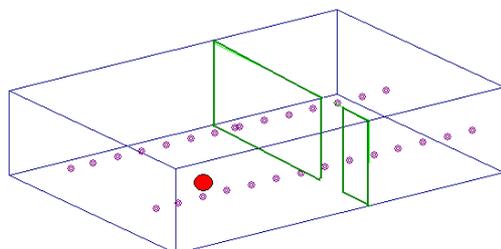


Figura 8: Esquema del recinto con la disposición de la fuente en el recinto emisor y líneas de receptores.

Se observa, en la figura 9, que la diferencia máxima encontrada, para el caso en que la línea de receptores pasa por la abertura, es de 2 dB, con un $RMSE$ (raíz del error cuadrático medio) de 1.33 dB y de 4 dB (con un $RMSE$ de 1.85 dB), para la línea de receptores que atraviesa la partición.

La máxima diferencia aparece cercana a la partición en el recinto receptor, observándose una sobrestimación del nivel de presión sonora por parte del modelo de difusión.

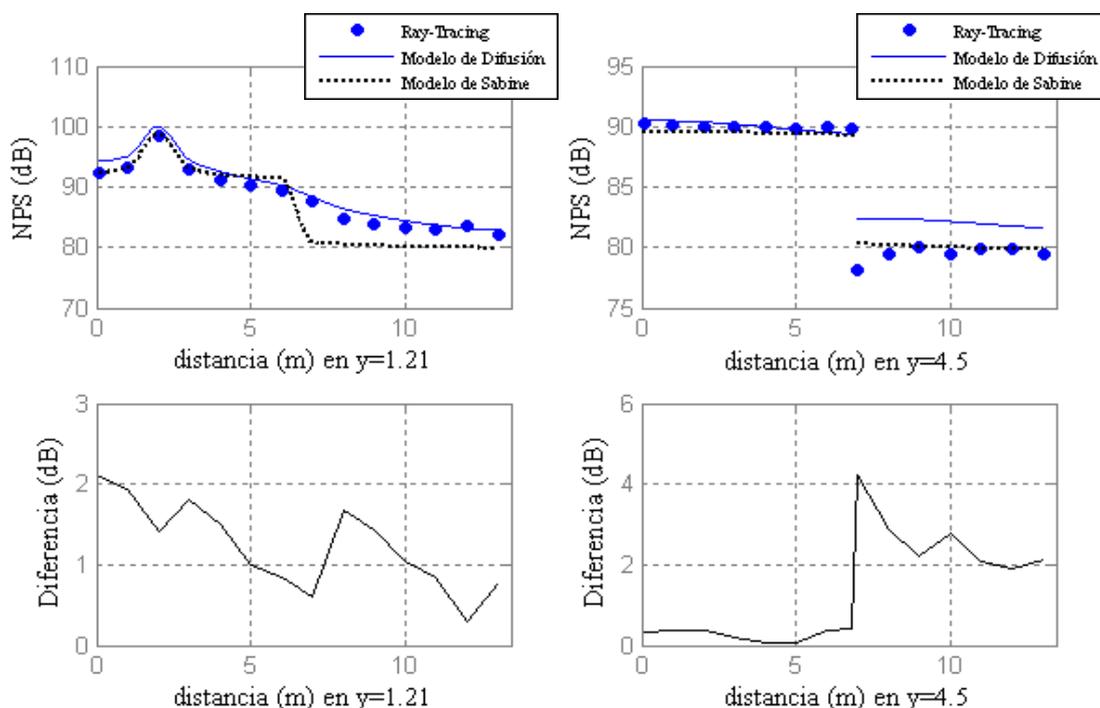


Figura 9: Variación del nivel de presión sonora sobre la línea de receptores que atraviesa la abertura (izquierda) y sobre la línea de receptores que atraviesa la partición (derecha).

5.7 Recinto con obstáculos en su interior y varias fuentes (acoplamiento fuerte)

Para este ejemplo se modelaron varios obstáculos de gran tamaño en el interior del recinto junto a varias fuentes. En la figura 10 se aprecia un esquema del recinto junto con sus características geométrica y acústicas principales.

El esquema interior propuesto produce una uniformidad del campo sonoro reverberante final. Por lo tanto, los resultados arrojaron mayor precisión al comparar el modelo de SoundPlan con la ecuación de difusión considerando reflexiones difusivas. Las comparaciones para los casos de 1, 2 y 3 fuentes se muestran en la figuras 11.

Nuevamente, el modelo de difusión se utilizó regionalizando el recinto para considerar el acoplamiento fuerte que se produce entre los obstáculos y los espacios vacíos, mediante la utilización de diferentes valores de la constante de difusión D .

Se observa un buen ajuste entre los modelos con un error máximo de 3 dB en el caso del recinto con una única fuente en su interior. Los valores de $RMSE$ considerando 1, 2 y 3 fuentes dentro del recinto son de 1.69, 1.37 y 1.30 dB respectivamente. Se aprecia que los mismos disminuyen, producto de la mayor reverberación generada en el campo sonoro, a medida que se consideran más fuentes distribuidas dentro del recinto.

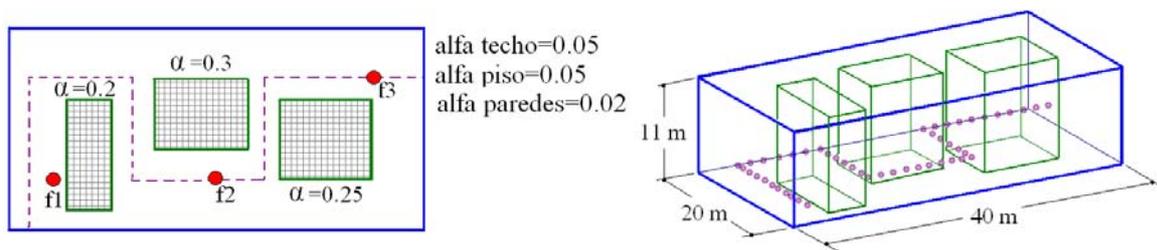


Figura 10: Esquema del recinto con la disposición de las 3 fuentes, receptores y valores de los coeficientes de absorción considerados.

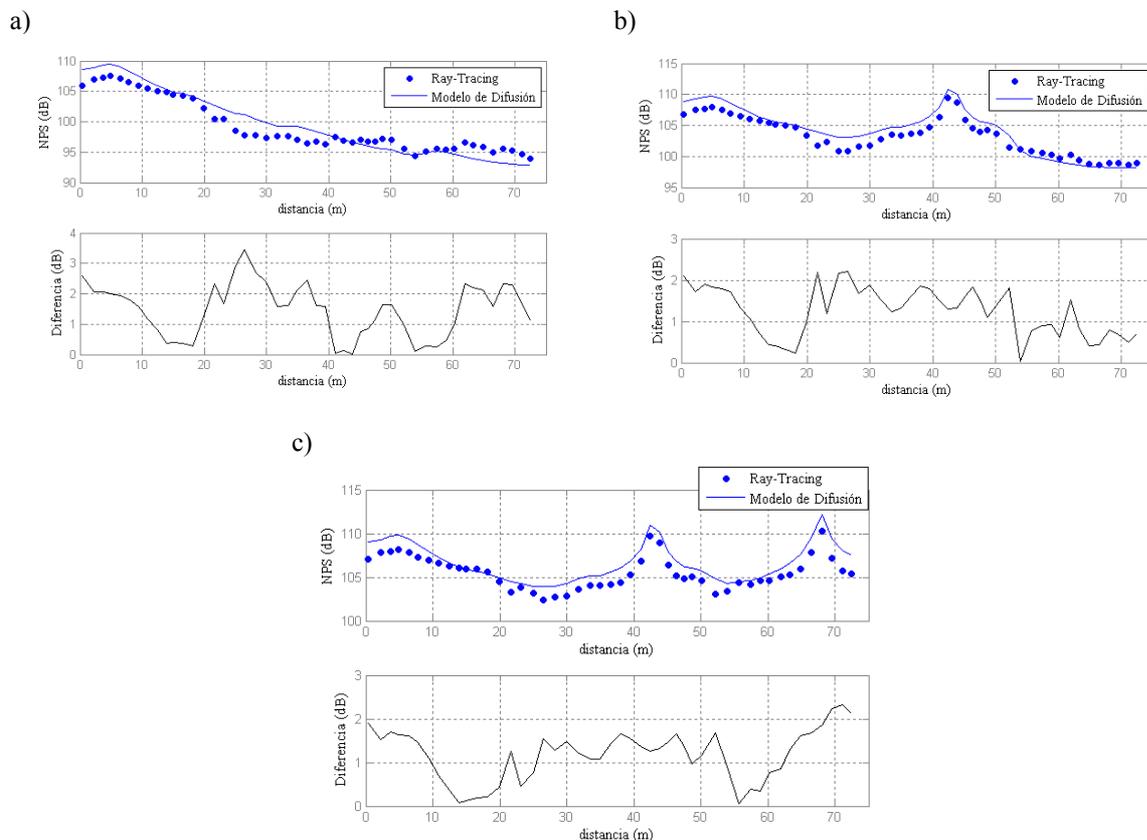


Figura 11: Variación del nivel de presión sonora a lo largo de la línea de receptores y diferencias entre ambos modelos considerando: fuente 1 (figura a); fuente 1 y 2 (figura b) y fuente 1,2 y 3 (figura c).

5.8 Recinto con obstáculos en su interior (acoplamiento fuerte)

En este caso se consideró un recinto largo con objetos distribuidos de manera no uniforme en su interior y un coeficiente de absorción bajo para todas sus superficies interiores.

Para la comparación con la ecuación de difusión, se utilizó el modelo de trazado de rayos empleado por ODEON considerando reflexiones difusivas.

Las ubicaciones de las 2 fuentes y de los receptores junto con las medidas geométricas globales del recinto se observan en la figura 12.

Se observa un buen ajuste entre ambos modelos (figura 13) con un error máximo de 1.6 dB (en la línea de receptores que recorre el recinto).

El máximo error encontrado se presenta en el receptor puntual N° 5, debido principalmente a que el modelo de la ecuación de difusión no considera los efectos de difracción que ocurren cuando se consideran recintos con objetos sin distribución uniforme o de gran tamaño en su interior, como es el caso de este ejemplo.

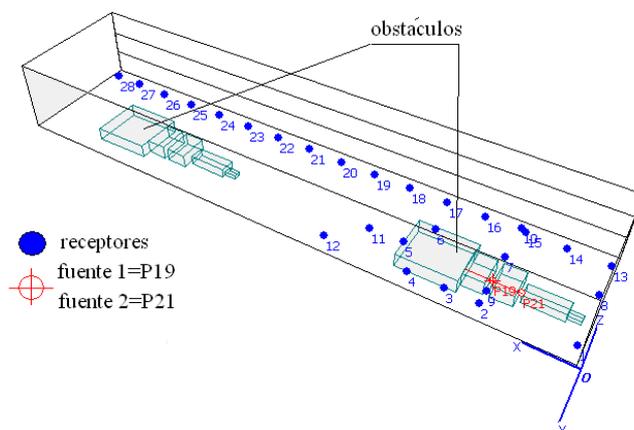


Figura 12: Esquema del recinto con la ubicación de las dos fuentes, receptores puntuales, línea de receptores y objetos.

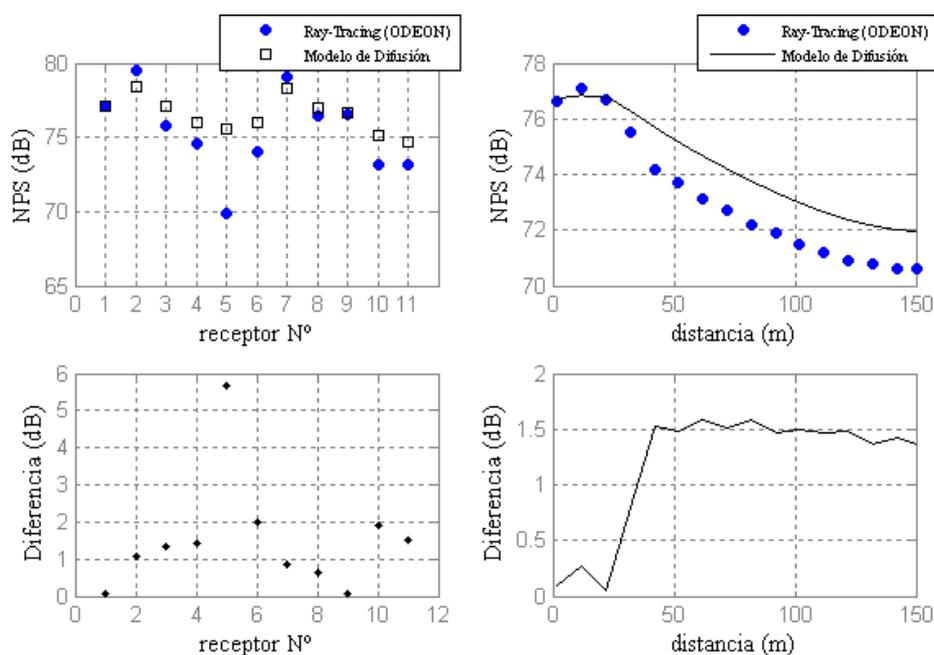


Figura 13: Variación del nivel de presión sonora y diferencias entre ambos modelos (considerando reflexiones especulares y dos fuentes, P19 y P21).

5.9 Recinto complejo (acoplamiento fuerte)

Por último, se consideró un recinto desproporcionado con variación en su geometría y con una barrera interior cercana a la fuente. La ubicación de la fuente, líneas de receptores, características geométricas y acústicas del recinto se observan en la figura 14.

En primer lugar, se realizó la simulación y comparación entre el modelo de trazado de rayos (SoundPlan) y el modelo de difusión sin considerar la barrera interior (figura 15), encontrándose un error máximo de 2 dB, con un *RMSE* de 1.30 dB.

Luego se comparó la situación del recinto con la barrera interior (figura 16), donde se encontró un error máximo de 3.5 dB, con un *RMSE* de 1.58 dB. Esta diferencia máxima aparece detrás de la barrera observándose nuevamente una sobrestimación del nivel de presión sonora por parte de la ecuación de difusión.

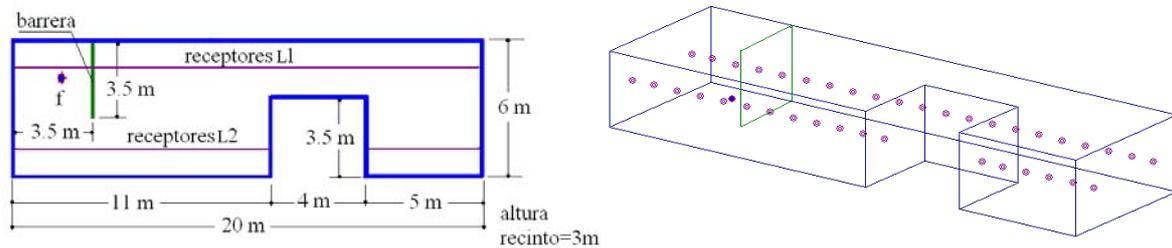


Figura 14: Esquema del recinto con variación geométrica y barrera interior.

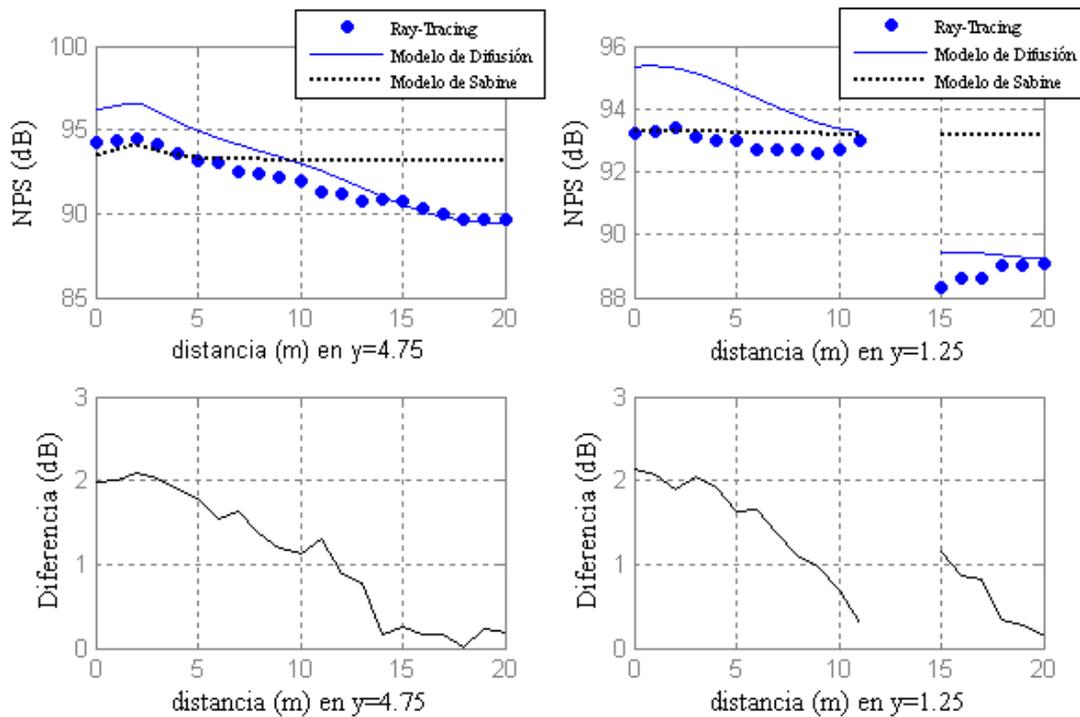


Figura 15: Variación del nivel de presión en las líneas de receptores L1 y L2 sin considerar la barrera interior.

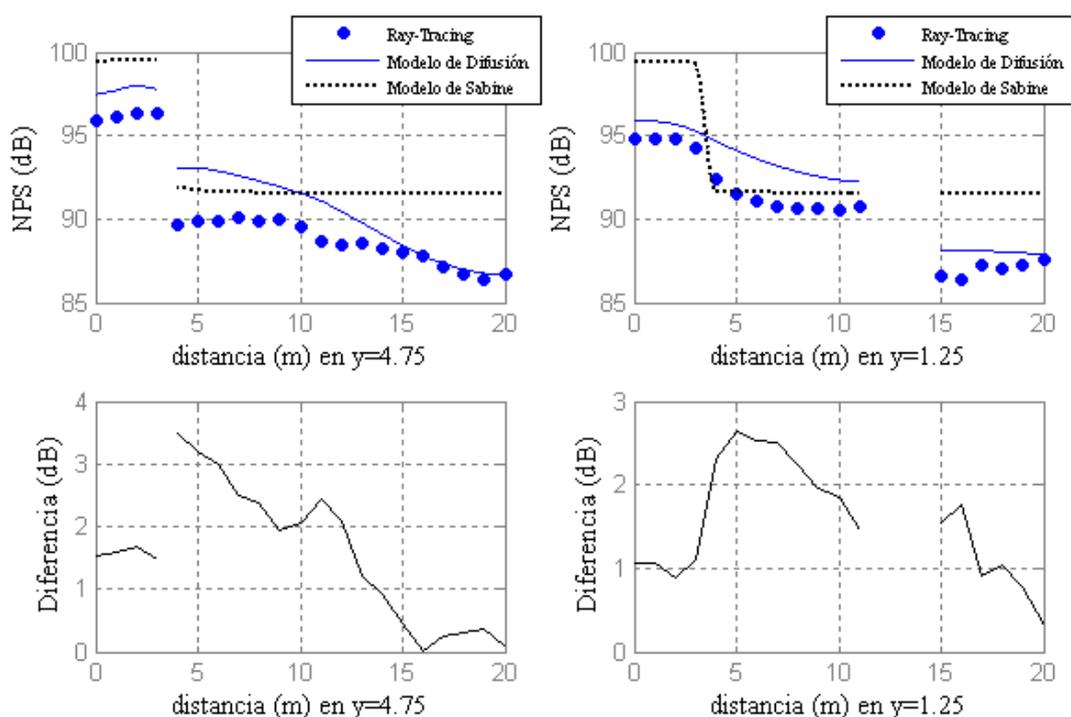


Figura 16: Variación del nivel de presión en las líneas de receptores L1 y L2 considerando la barrera interior.

6 CONCLUSIONES

Se estudió un modelo basado en la analogía entre la difusión de partículas en un medio dispersivo y la acústica de recintos, denominado *modelo de difusión*, extendiendo las comparaciones numéricas entre dicho modelo y un modelo de trazado de rayos (en este caso se utilizaron el software SoundPlan y ODEON).

Además se cotejó con el modelo empírica de Hodgson basada en mediciones experimentales.

En el caso de recintos vacíos desproporcionados o con objetos dispersos distribuidos uniformemente en su interior, el ajuste del modelo de la ecuación de difusión es bueno, con errores máximos del orden de 1 dB. A su vez presenta una gran versatilidad para adecuarse a las condiciones acústicas interiores de los recintos, considerando tanto reflexiones especulares como difusivas mediante la utilización de la constante de difusión empírica $D_{empírica}$.

Los tiempos de cálculo del modelo de la ecuación de difusión son, por lo menos, 10 veces menores que en el modelo de trazado de rayos. Además el modelo es de fácil implementación, ya que puede simularse en cualquier software de elementos finitos convencional con bajo costo de adquisición (mientras que los software comerciales que implementan el método de trazados de rayos son escasos y de un alto costo).

Al considerar recintos con alguna complejidad desde el punto de vista geométrico (variaciones de secciones, barreras interiores, objetos grandes en su interior, etc), el modelo de difusión presenta un aceptable ajuste salvo en algunas zonas acotadas como por ejemplo detrás de barreras interiores o de objetos de gran tamaño. Esto se debe principalmente a que no considera de manera directa los efectos de difracción, obteniéndose niveles mayores a los encontrados por simulación con trazado de rayos.

Para considerar el fuerte acoplamiento que en estos casos se produce, se recurre a la regionalización del recinto considerado y a la implementación de diferentes constantes de difracción D que consideren la atenuación en cada región de manera aislada.

Esta metodología no siempre conlleva a ajustes tolerables, por lo tanto una falencia encontrada en el modelo es la falta de una clara forma de considerar y modelar los acoplamientos fuertes que ocurren en algunos recintos industriales.

Para solucionar esto, en un trabajo futuro, podría pensarse en implementar un método para lograr ajustar la constante de difusión D , acotada para una serie de recintos industriales típicos, logrando considerar y evitar los errores debidos a las difracciones que ocurren en aquellos recintos como los presentados en los ejemplos.

Agradecimientos. Este trabajo ha sido auspiciado por la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Tecnológica Nacional, Proyecto “Contaminación Acústica en Ambientes Urbanos e Industriales”, Código: 25/B017. La participación de M. Sequeira en este trabajo se ha llevado a cabo gracias a una beca de posgrado otorgada por la UTN.

REFERENCIAS

- Braunstein + Berndt GmbH, User's Manual for SoundPlan LLC, New York, 2004.
- Gerges, S.N.Y. y Arenas, J.P., *Fundamentos y Control del Ruido y Vibraciones*. NR Editora, Florianópolis, 2004.
- Cedric, F., Billon, A. Picaut, J., Valeau, V., Sakout, A. and Hodgson, M., Diffusion-based models for predicting sound fields in rooms with mixed specular and diffuse reflections. *International Congress on acoustics*, Madrid, 2007.
- Hodgson, M., Evidence of diffuse surface reflections in rooms. *Journal of Acoustical Society of America*, 89:765-771, 1991.
- Billon, A., Valeau, V. and Sakout, A., On the use of a diffusion model for acoustically coupled rooms. *Journal of Acoustical Society of America*, 120:2043-2054, 2006.
- PDE Solutions Inc., FlexPDE Manual Version 2.11. Antioch, California, USA, 1999.
- Picaut, J., Simon, L. and Polack, J.D., A mathematical model of diffuse sound field based on a diffusion equation. *Acustica*, 83:614-621, 1997.
- Picaut, J., Simon, L. and Polack, J. D.; Sound field in long room with diffusely reflecting boundaries. *Journal of Applied Acoustics*, 56:94-105, 1999.
- Ping, Y. and Yiang, N., A modified diffusion equation for room-acoustic prediction. *Journal of Acoustical Society of America*, 121:3284-3287, 2007.
- Valeu, V. Picaut, J. and Hodgson, M., On the use of a diffusion equation for room-acoustic prediction. *Journal of Acoustical Society of America*, 119:1504-1513, 2006.