

# Control activo global en recintos. Caso de baja densidad modal.

Jordi Romeu, Xavier Salueña; Santiago Jiménez; Ramon Capdevila; Jordi Ribatallada.  
Laboratorio de Mecánica e Ingeniería Acústica  
ETS de Ingenieros Industriales de Terrassa  
Universitat Politècnica de Catalunya  
email: romeu@em.upc.es  
Dirección: c/ Colom 11, 08222 Terrassa  
Telf: 93 739 8146  
Fax: 93 739 81 01

PACS: 43.50.x

## Resumen

El artículo muestra una aplicación experimental de control activo de ruido en un recinto de dimensiones realistas, considerando sólo el caso de baja densidad modal. En estas circunstancias, la teoría predice que, con escoger cuidadosamente la localización de la fuente secundaria, es suficiente para conseguir atenuación sonora en todo el recinto. Los resultados del trabajo muestran que así es, y que es de interés que tanto la fuente secundaria como el micrófono de error estén situados en máximos de presión sonora del modo excitado.

## Summary

This article is about an experimental application of active noise control in a real room, in case of low modal density. In these circumstances, theory says that the location of secondary loudspeaker must be carefully selected, respect to the excited mode shape. The results of the experimental set up shows that both the secondary source and error microphone should be placed at maximums of the acoustic field. In other case, increases of acoustic pressure could be detected in some points of the room.

## 1. Control activo de ruido

Los sistemas de control activo de ruido se basan en el principio de superposición de ondas para la atenuación de un sonido no deseado. El objetivo es generar un campo acústico secundario de la misma amplitud pero de fase contraria al campo acústico creado por el sonido a atenuar, de forma que se produzca interferencia destructiva entre ambos campos acústicos.

Se pueden distinguir dos tipos básicos de control activo: feedforward y feedback. La estrategia feedforward (figura 1) utiliza una señal de referencia, relacionada con el ruido a cancelar, captada antes de que el ruido llegue a la zona de control. Dicha señal es transmitida al controlador, analizada y transformada en la señal de control de la fuente secundaria, que emitirá, a través del altavoz, la correspondiente onda canceladora, con el objetivo de minimizar la señal de error, proveniente de un micrófono.

Por contra, el sistema feedback no cuenta con la señal de referencia y basa toda su estrategia en la información procedente del captador de error. En general, como consecuencia de la existencia de la señal de referencia, los sistemas feedforward son más estables que los feedback, por lo que son más usados habitualmente.

En ambos casos, el sistema de control está basado en un sistema DSP, y es de tipo denominado adaptativo, de forma que adapta sus parámetros para conseguir el máximo de atenuación, información que recibe de un micrófono de error, situado en la zona donde interesa conseguir la atenuación del ruido.

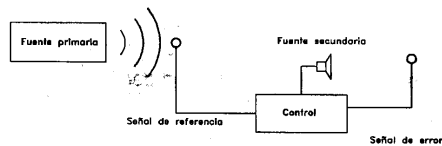


Figura 1. Esquema de un sistema feedforward.

## 2. Respuesta acústica de un recinto excitado

La amplitud de la presión sonora (dependiente del tiempo según  $e^{i\omega t}$ ) en un punto  $x$  de un recinto excitado por una fuente puntual de poder  $q_p$ , situada en el punto  $y_p$  del mismo recinto, y que emite a una frecuencia angular  $\omega$ , se puede calcular mediante la expresión

$$p(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\omega \rho_0 c^2 \psi_n(x)}{j[\omega c D_{n,n} + (\omega^2 - \omega_n^2)]} q_p \psi_n(y_p) \quad (1)$$

que indica que la presión en ese punto será el resultado de las aportaciones de todos los modos propios del recinto, cada uno de ellos con su frecuencia natural  $\omega_n$  y con funciones de forma  $\psi_n$ .  $V$  es el volumen del recinto y el término  $D_{n,n}$  es el término de amortiguamiento del recinto para el modo  $n$ . Como la amplitud de cada modo es inversamente proporcional al término  $(\omega^2 - \omega_n^2)$ , se observa que los modos cuya frecuencia natural sea distante de la frecuencia de excitación presentarán una amplitud muy baja y su aportación al campo acústico resultante será mínima. Esta misma presión acústica compleja puede ser escrita como

$$p(x) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n \psi_n(x) \quad (2)$$

donde los coeficientes  $a_n$  son valores dependientes de la frecuencia que determinan la amplitud de cada modo.

Se puede demostrar también que la densidad modal (número de modos propios por unidad de frecuencia) responde a la expresión<sup>1</sup>

$$\frac{dN}{df} = \frac{\Delta N}{\Delta f} = 4\pi V \frac{f^2}{c^3} \quad (3)$$

de la que se deduce que el número de modos normales comprendido en un determinado ancho de frecuencia, aumenta con el cuadrado de esta, por lo que a partir de una frecuencia determinada, puede haber varios modos propios contenidos en una misma frecuencia y la respuesta acústica del recinto estará compuesta por todos esos modos, cada uno de ellos con una amplitud y fase diferente. En estas circunstancias, se puede considerar que el campo acústico está formado por la contribución de un número infinito de ondas planas, que se propagan en diferentes direcciones, y se denomina campo difuso<sup>2</sup>.

## 3. Control activo global en baja densidad modal

Se considera ahora el campo acústico ocasionado por una fuente puntual primaria de poder  $q_p$ , situada en el punto  $y_p$ , y otra fuente puntual secundaria de poder  $q_s$ , y situada en el punto  $y_s$ .

En este caso, los términos responsables de la amplitud de cada modo se escriben como

$$a_n = \frac{\omega \rho_0 c^2}{V [j\omega c D_{n,n} + (\omega^2 - \omega_n^2)]} [q_p \psi_n(y_p) + q_s \psi_n(y_s)] \quad (4)$$

Esta expresión muestra claramente como la amplitud de un modo cualquiera, debido a la excitación de una fuente colocada en un punto determinado, depende del valor de la función modal  $\psi_n(y)$  en el punto donde esté colocada la fuente. Así, por ejemplo, si la fuente está colocada en un nodo de la función de presión, el producto  $\psi_n(y) q$  será cero, y la fuente no conseguirá excitar este modo  $n$ .

Considerando este hecho, se puede conseguir que la amplitud del modo  $n$  dado por la ecuación (4) sea cero para una posición  $y_p$  dada, si el poder de la fuente secundaria es

$$q_s = -\frac{q_p \psi_n(y_p)}{\psi_n(y_s)} \quad (5)$$

En principio, se puede escoger que  $y_s$  sea igual a  $y_p$ , ya que de esta forma se conseguiría la atenuación de todos los modos participantes, por cuanto las dos funciones modales serían iguales para todos los modos. Sin embargo, también es posible asegurar la atenuación de un modo concreto mediante la colocación de la fuente secundaria en un lugar alejado de la fuente primaria. Esto es posible si la fuente secundaria se sitúa en una coordenada para la cual la función modal no sea cero y se dispone del poder necesario<sup>3</sup>, según la expresión (5), pero no debe producir un incremento en la excitación de otros modos que contribuirían al aumento de la presión acústica global.

Esto es básicamente posible en los casos de baja densidad modal y fuente excitadora monofrecuencial, en los cuales el campo acústico puede estar formado básicamente por la respuesta de un solo modo, con lo que no es posible excitar otros modos diferentes y la fuente secundaria es de relativamente fácil localización. En este caso basta con situar la fuente secundaria lejos de un plano nodal del modo en cuestión.

## 4. Desarrollo del trabajo

### 4.1. Recinto de pruebas

Todas las pruebas de control activo se han realizado en un recinto cúbico, de planta prácticamente cuadrada de unos 8 x 8 m, y una altura de 3.25 m., aunque no es simétrico al disponer una pared de cuatro ventanas. El material de las paredes es yeso pintado, el techo está tratado acústicamente mediante placas perforadas y el suelo está cubierto por una capa de moqueta elástica, por lo que se puede considerar que el recinto no es excesivamente reverberante.

La figura 2 muestra la respuesta acústica del recinto determinada experimentalmente, disponiendo un altavoz en una esquina y un micrófono en otra esquina, y reconociendo los incrementos de nivel de presión sonora como las resonancias (modos propios) del sistema.

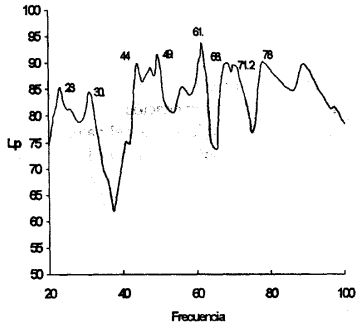


Figura 2. Respuesta frecuencial del recinto (hasta 100 Hz).

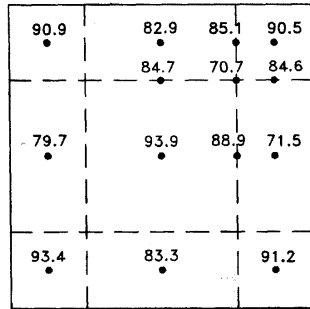


Figura 3. Campo acústico a 42 Hz originado por una fuente situada en el centro del recinto.

Por el hecho de que el recinto es de planta cuadrada, y según la situación de la fuente, los modos (2,0,0) y (0,2,0) aparecen de forma simultánea, al presentar ambos la misma frecuencia de resonancia de 42 Hz. Si así sucede, en realidad se formará el modo (2,2,0) lugar a 60 Hz. La figura 3 muestra niveles de presión sonora dentro del recinto excitado a 42 Hz, en la que las líneas discontinuas indican los planos nodales del modo (2,2,0).

Se observan también las zonas de interferencia constructiva y destructiva (la fuente sonora está situada en el centro de la habitación).

#### 4.2. Dispositivo experimental

El diagrama de todo el sistema utilizado se muestra figura 4, y se observan en él los componentes típicos de un sistema de control feedforward, en este caso utilizando como señal de referencia la proveniente del generador de funciones encargado de generar también la señal primaria, evitándose de esta manera el problema de la realimentación.

Los micrófonos de campo son los utilizados para determinar la atenuación en otras zonas distintas de la posición del micrófono de error.

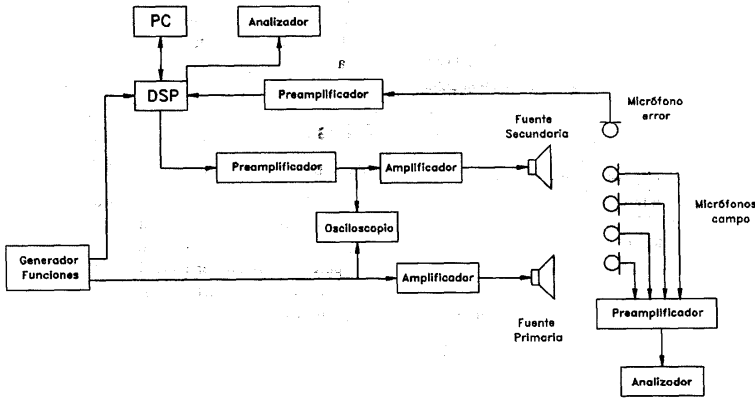


Figura 4. Diagrama de bloques del sistema de control activo empleado.

### 4.3. Resultados

Uno de los parámetros que se acostumbra a utilizar para cuantificar la atenuación en recintos es el promedio espacial de atenuación<sup>4</sup>

$$10 \log \frac{P_o(\bar{x})^2}{P_f(\bar{x})^2} \quad (6)$$

donde  $P_o$  y  $P_f$  son la presión acústica previa y posterior a la ejecución del control, respectivamente, y  $x$  es una posición cualquiera dentro del recinto. Se observa con facilidad que la expresión (6) se transforma en

$$R = \bar{P}_{po} - \bar{P}_{pf} \quad (7)$$

parámetro usado en trabajos experimentales realizados en recintos<sup>5</sup>, y que representa el promedio espacial del nivel de presión sonora medido antes del control menos el promedio espacial del nivel de presión sonora medido después del control.

La tabla 1 muestra, a modo de resumen, los resultados obtenidos. En el diagrama de la columna de disposición,  $F1$  es el altavoz primario,  $F2$  es el altavoz secundario y  $e$  es el micrófono de error.  $R$  es el promedio espacial de atenuación, indicando un resultado positivo una atenuación debido a la acción del control activo. Los puntos de medida son los indicados en la fig. 3.

### 5. Conclusiones

Como conclusiones de los resultados, se puede decir que:

- a) Las experiencias 2, 3 y 4 muestran que la fuente secundaria debe situarse en un máximo de la función modal para conseguir los mejores resultados de atenuación, por lo que se confirma la teoría expresada en el apartado 3. Sin embargo, el mejor resultado se consigue situando la fuente secundaria muy próxima (a una distancia inferior a la semilongitud de onda)<sup>6</sup> de la fuente primaria.
- b) Cuando se intenta atenuar sobre un mínimo de la presión sonora (caso 5), se consigue también una atenuación global, por lo que se deduce que se actúa sobre los dos modos planos formados, pero como el nivel de presión en ese punto no es muy grande, la reducción tampoco lo puede ser y en consecuencia, las reducciones en otros puntos tampoco consiguen igualar los resultados de las configuraciones 2, 3 y 4. Estos resultados concuerdan con otros experiencias parecidos
- c) Casos muy desfavorables son aquéllos en que o la fuente secundaria o el micrófono de error están situados en una

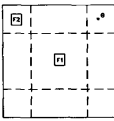
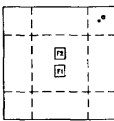
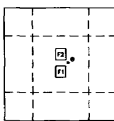
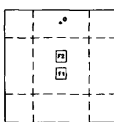
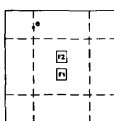
| Experiencia | Disposición   | R    | Observaciones   |
|-------------|---|------|---|
| 2           |  | 13.9 | Atenuación en todos los puntos. Reducción de más de 30 dB en el micrófono de error  |
| 3           |  | 14.1 | Resultados diferentes a la experiencia 1 por cambio de parámetros. Atenuación en todos los puntos. Reducción de más de 30 dB en el micrófono de error |
| 4           |  | 18.3 | Atenuación en todos los puntos. Reducción de más de 30 dB en el micrófono de error  |
| 5           |  | 7.4  | Atenuación en todos los puntos. Reducción de 10 dB en el micrófono de error   |
| 6           |  | 8.7  | Atenuación en todos los puntos  |

Tabla 1.

intersección de planos nodales (experiencias 7 y 9). En ambos casos no fue posible conseguir una atenuación global, ya que pequeños decrementos de presión en el micrófono de error producían incrementos en otros lugares.

- d) Cuando el error o la fuente secundaria están situados en un plano nodal (experiencias 6 y 8, respectivamente), los resultados son también buenos tanto por la atenuación en todos los puntos como porque el promedio de la atenuación presenta un valor cercano a los 10 dB, lo que se puede considerar un buen resultado, aunque sin llegar a los resultados conseguidos en las experiencias 2-4.

## Bibliografía

- (1) P. Morse, K. Ingard, "Theoretical acoustics", McGraw-Hill, New York, 1968.
- (2) A. Pierce, "Acoustics. An introduction to its physical principles and applications", McGraw-Hill, New York, 1981.
- (3) A. Curtis, P. Nelson, S. Elliot, A. Bullmore, "Active suppression of acoustic resonance", Journal of Acoustic Society of America, 81(3), pp 624-631, 1987.
- (4) P. Nelson, S. Elliot, "Active control of sound", Academic Press, Cambridge 1993
- (5) Elliot et al, " In flight experiments on the active control of propeller-induced cabin noise", Journal of sound and vibration, 140, 219-238, 1990.
- (6) A. Bullmore, P. Nelson, A. Curtis, S. Elliot,, "The active minimization of harmonic enclosed sound fields, Part II: a computer simulation", Journal of sound and vibration, 117, 15-33, 1987