

CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS FUNCIONES DE FUENTE Y ADMITANCIA ACÚSTICA DE ELEMENTOS DE SISTEMAS DE VENTILACIÓN.

PACS 43.50.Jh

Jorge L. Parrondo Gayo, Pablo García Castejón, Carlos Santolaria Morros, José González Pérez

Universidad de Oviedo, Área de Mecánica de Fluidos
E.T.S.I.I. e I.I.G., Campus de Viesques. 33204 - GIJÓN

SUMMARY

A study has been conducted on the experimental characterisation of the acoustic source and admittance spectral functions of any single component of a general ventilation system, including the fan. Each component has been considered as a two-port linear and invariant system, with two state variables for each port, so that the generation, transmission and reflection of noise may be analysed for both in-flow and opposite-flow directions. The method used is based on the superposition of external acoustic loads with loudspeakers, and requires the measurement of transfer functions between loudspeaker driving signals and microphone pressure signals, as well as the cross-spectra between pressure signals at different positions along the inlet and outlet conduits. This paper describes briefly the methodology used and some of the results obtained for a sharp elbow and for a centrifugal fan.

INTRODUCCIÓN

En los sistemas de ventilación y aire acondicionado los ventiladores actúan como fuentes primarias de ruido. Sin embargo a lo largo de las conducciones ese ruido sufre diversas transformaciones debido a mecanismos de atenuación pasiva (absorción), atenuación reactiva (reflexión, resonancia) y de regeneración aerodinámica, todos ellos función de la frecuencia, del caudal de aire circulante y de las características geométricas de cada elemento (codos, contracciones, ramificaciones, terminales, persianas de regulación...). Para que ya en la etapa de diseño de cada instalación sea posible predecir los niveles de ruido inducidos en los locales ventilados, se pueden utilizar correlaciones empíricas tales como las indicadas por ASHRAE [1]. Sin embargo, el método habitual de cálculo con dichas correlaciones se basa en una acumulación lineal, siguiendo la dirección del flujo de aire, de aumentos y reducciones de ruido en cada elemento, sin contemplar las reflexiones sonoras internas en el sistema, por lo que en muchos casos las predicciones resultan muy inferiores a los valores medidos [2].

Con el propósito final de poder mejorar la fiabilidad en el cálculo del ruido transmitido por las instalaciones de ventilación, se decidió llevar a cabo un método de determinación experimental de las características de fuente y admitancia acústicas, que resulte válido para cada elemento de las conducciones (incluidos los propios ventiladores). Para ello cada elemento se ha considerado como un sistema lineal con dos puertos (uno para cada lado de la conducción) y dos variables de estado por puerto, de forma que se pueda contemplar el efecto sobre el sonido transmitido en el sentido de la corriente de aire pero también en el contrario. Dichas propiedades de fuente y admitancia acústicas suponen un total de 6 funciones

espectrales complejas, dependientes además de las condiciones aerodinámicas. El método de caracterización empleado, cuyos primeros desarrollos se deben a Terao y Sekine [2] y Abom et al. [3], se basa en la superposición de distintas cargas acústicas externas mediante altavoces y requiere la medición de las funciones de transferencia entre las señales eléctricas de altavoces y la presión sonora captada por micrófonos en distintas posiciones del conducto, así como las funciones de espectro cruzado entre señales de micrófono. No se necesita ningún acondicionamiento de terminación anecoica. A continuación se describe la metodología seguida en el estudio, así como algunos de los resultados obtenidos para los casos de un codo recto a 90° y un ventilador centrífugo.

PLANTEAMIENTO DEL MÉTODO DE CARACTERIZACIÓN

El estado de un sistema acústico lineal, invariante en el tiempo, con 2 puertos a y b de entrada y/o salida (figura 1), se puede describir completamente utilizando 4 variables de estado (2 para cada puerto). Dado que el objeto postero del trabajo es el análisis de la propagación de las ondas sonoras, supuestas planas, a lo largo de instalaciones de ventilación, resulta particularmente adecuado escoger como variables de estado a las presiones de las ondas incidentes (p_+) y reflejadas (p_-) en cada puerto. Adoptando estas variables de estado, la ecuación que caracteriza un elemento acústico de 2 puertos se puede expresar como:

$$\begin{bmatrix} p_{a+} \\ p_{b+} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{r}_a & \mathbf{t}_b \\ \mathbf{t}_a & \mathbf{r}_b \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_{a-} \\ p_{b-} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} p_a^s \\ p_b^s \end{bmatrix} = \mathbf{M} \cdot \begin{bmatrix} p_{a-} \\ p_{b-} \end{bmatrix} + \mathbf{V} \quad (1)$$

donde \mathbf{V} (vector fuente) representa la generación de ruido en el elemento de estudio hacia cada dirección a y b , y \mathbf{M} (matriz de dispersión o de admitancias) recoge las propiedades pasivas de transmisión y reflexión de las ondas incidentes sobre el elemento (un ventilador en la figura 1). Por tanto, según este modelo, la generación y transmisión del ruido a través de cada elemento viene caracterizada por un total de 6 parámetros complejos, dependientes de la frecuencia además de las condiciones aerodinámicas (caudal de aire circulante).

Determinación de la Matriz de Dispersión

La matriz de dispersión \mathbf{M} se puede obtener partiendo de la imposición de dos estados acústicos controlados, mediante dos altavoces situados a cada lado del elemento bajo estudio (figura 1). Estos dos estados de prueba son: I) altavoz A encendido y B apagado, y II) altavoz A apagado y B encendido. Si se asume que el ruido de los altavoces no está correlacionado con el ruido del ventilador, para que en la ecuación (1) se pueda eliminar el vector fuente \mathbf{V} basta con *dividir* dicha ecuación por la señal eléctrica de gobierno del altavoz activado, es decir, en vez de las presiones sonoras p se consideran las funciones de transferencia H entre la señal de tensión del altavoz y esas presiones. De este modo la función de transferencia entre la tensión de altavoces y cada presión del vector fuente habrá de ser nula, ya que no están correlacionadas. Teniendo en cuenta que se impondrán dos estados acústicos distintos, I y II , pero que ello no ha de alterar a la admitancia del elemento, se verificará:

$$\begin{bmatrix} H_{ea+}^I & H_{ea+}^{II} \\ H_{eb+}^I & H_{eb+}^{II} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{r}_a & \mathbf{t}_b \\ \mathbf{t}_a & \mathbf{r}_b \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} H_{ea-}^I & H_{ea-}^{II} \\ H_{eb-}^I & H_{eb-}^{II} \end{bmatrix} \quad (2)$$

donde H_{ex} es la función de transferencia entre la tensión e aplicada al altavoz y la onda de presión p_x . La solución para los diferentes elementos de la matriz \mathbf{M} viene dada por:

$$\begin{cases} \mathbf{r}_a = (H_{ea+}^I H_{eb-}^{II} - H_{ea+}^{II} H_{eb-}^I) / \det(H_-) \\ \mathbf{t}_b = (H_{ea+}^{II} H_{ea-}^I - H_{ea+}^I H_{ea-}^{II}) / \det(H_-) \end{cases} \quad \begin{cases} \mathbf{t}_a = (H_{eb+}^I H_{eb-}^{II} - H_{eb+}^{II} H_{eb-}^I) / \det(H_-) \\ \mathbf{r}_b = (H_{eb+}^{II} H_{ea-}^I - H_{eb+}^I H_{ea-}^{II}) / \det(H_-) \end{cases} \quad (3)$$

con: $\det(H_-) = H_{ea-}^I H_{eb-}^{II} - H_{ea-}^{II} H_{eb-}^I$.

Para poder utilizar estas ecuaciones en la práctica, es antes necesario que las funciones de transferencia se refieran a magnitudes medibles en un conducto, pues con un micrófono no

se captan los frentes de ondas incidentes (p_+) y reflejados (p_-) por separado, sino la composición de ambos. Este problema se puede resolver situando a los micrófonos en dos posiciones, 1 y 2, para cada puerto a y b (véase la disposición en la figura 1). Las relaciones que ligan las funciones de transferencia de las ecuaciones (3) con las funciones de transferencia medibles resultan ser:

$$\begin{cases} H_{ea+} = f_a [H_{ea1} \cdot \exp(i k_{a-} \cdot s_a) - H_{ea2}] \\ H_{ea-} = f_a [-H_{ea1} \cdot \exp(-i k_{a+} \cdot s_a) + H_{ea2}] \end{cases} \quad \begin{cases} H_{eb+} = f_b [H_{eb1} \cdot \exp(i k_{b-} \cdot s_b) - H_{eb2}] \\ H_{eb-} = f_b [-H_{eb1} \cdot \exp(-i k_{b+} \cdot s_b) + H_{eb2}] \end{cases} \quad (4)$$

donde: $f_{a,b} = [\exp(i k_{a,b-} \cdot s_{a,b}) - \exp(-i k_{a,b+} \cdot s_{a,b})]^{-1}$, $s_{a,b}$ es la separación entre cada pareja de micrófonos 1 y 2, y $k_{a,b-}$ ($k_{a,b+}$) es el número de ondas en la dirección $z_{a,b}$ positiva (negativa). Luego con las ecuaciones (3) y (4) ya se puede determinar los cuatro parámetros de la matriz de dispersión \mathbf{M} .

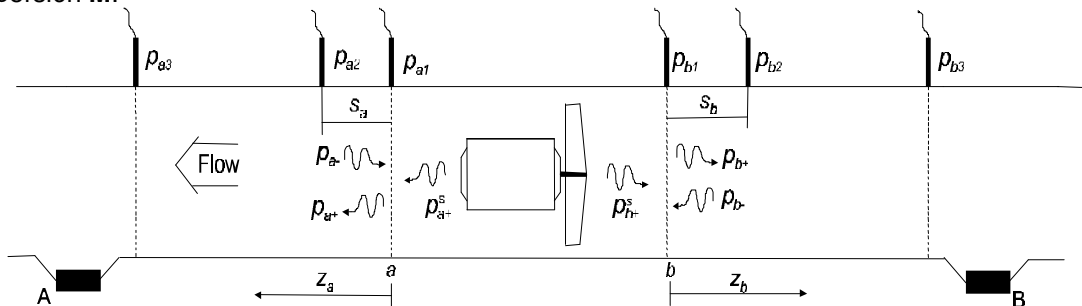


Figura 1. Esquema de disposición de micrófonos y altavoces respecto al componente de ensayo.

Determinación del Vector Fuente

Una vez conocida la matriz de dispersión \mathbf{M} , que recoge las propiedades pasivas del elemento bajo estudio, ya se puede apagar los altavoces y pasar a analizar el vector fuente \mathbf{V} a partir de medidas con micrófono a ambos lados a y b de dicho elemento. Un problema inherente a este análisis es que las señales de los micrófonos pueden estar muy afectadas bien por su perturbación aerodinámica si están montados en el eje del conducto, o bien por la turbulencia de capa límite si están montados a ras de la pared, que es la opción escogida para el presente trabajo. Aunque existen otras posibilidades para resolver esta cuestión (véanse por ejemplo [2,4]), aquí se ha seguido el método sugerido por Abom *et al.* [3,5], el cual se basa en la obtención de espectros cruzados entre las señales de dos micrófonos separados una cierta distancia a cada lado del elemento, según se describe a continuación. A partir de la ecuación (1), el vector fuente \mathbf{V} se puede expresar en función de las ondas incidentes con ayuda de una nueva matriz \mathbf{H} , de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} p_a^s \\ p_b^s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{a+} \\ p_{b+} \end{bmatrix} - \mathbf{M} \cdot \mathbf{R} \cdot \begin{bmatrix} p_{a+} \\ p_{b+} \end{bmatrix} = \mathbf{H} \cdot \begin{bmatrix} p_{a+} \\ p_{b+} \end{bmatrix} \quad (5)$$

donde \mathbf{R} es una matriz diagonal cuyos términos no nulos, R_a y R_b , son los coeficientes de reflexión para los puertos acústicos a y b . Estos coeficientes se pueden determinar durante el proceso de medida de la matriz de dispersión \mathbf{M} , mediante:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} R_a & 0 \\ 0 & R_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{ea-}^H / H_{ea+}^H & 0 \\ 0 & H_{eb-}^H / H_{eb+}^H \end{bmatrix} \quad (6)$$

Se puede demostrar que estos mismos coeficientes de reflexión R_a y R_b permiten relacionar las presiones del vector de estado (p_{a+} , p_{b+}) con las presiones medibles con micrófono en las secciones transversales a y b , mediante la matriz diagonal \mathbf{D} :

$$\begin{bmatrix} p_{a+} \\ p_{b+} \end{bmatrix} = \mathbf{D} \cdot \begin{bmatrix} p_{a1} \\ p_{b1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (1+R_a)^{-1} & 0 \\ 0 & (1+R_b)^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{a1} \\ p_{b1} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Considérense ahora dos nuevas posiciones de medida con micrófono, a_3 y b_3 (figura 1), que estén suficientemente separadas de las posiciones anteriores a_1 y b_1 respectivamente, de modo que ya no se conserve ninguna correlación entre las fluctuaciones de presión por turbulencia recogidas por los respectivos micrófonos. Si se asume propagación sonora de onda plana en un conducto de sección circular y de paredes rígidas, la ecuación (5) admite la siguiente transformación para las nuevas posiciones:

$$\begin{bmatrix} p_a^s \\ p_b^s \end{bmatrix} = \mathbf{T}_+^{-1} \cdot \mathbf{H}' \cdot \begin{bmatrix} p_{a+}' \\ p_{b+}' \end{bmatrix} \quad (8)$$

donde la prima se refiere a las posiciones a_3 y b_3 y además:

$$\begin{cases} \mathbf{H}' = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} - \mathbf{M}' \cdot \mathbf{R}' ; & \mathbf{M}' = \mathbf{T}_+ \cdot \mathbf{M} \cdot \mathbf{T}_+^{-1} ; & \mathbf{R}' = \mathbf{T}_- \cdot \mathbf{R} \cdot \mathbf{T}_+^{-1} \\ \mathbf{T}_+ = \begin{bmatrix} p_{a+}'/p_{a+} & 0 \\ 0 & p_{b+}'/p_{b+} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \exp(-i k_{a+} \cdot l_a) & 0 \\ 0 & \exp(-i k_{b+} \cdot l_b) \end{bmatrix} \\ \mathbf{T}_- = \begin{bmatrix} p_{a-}'/p_{a-} & 0 \\ 0 & p_{b-}'/p_{b-} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \exp(i k_{a-} \cdot l_a) & 0 \\ 0 & \exp(i k_{b-} \cdot l_b) \end{bmatrix} \end{cases} \quad (9)$$

donde l_a y l_b representan las distancias a_1 - a_3 y b_1 - b_3 respectivamente (figura 1).

El sonido generado en función de la frecuencia por el elemento estudiado se puede expresar en términos de los auto-espectros $p_a^s \cdot p_a^{s*}$ y $p_b^s \cdot p_b^{s*}$, que representan la potencia sonora emitida en cada dirección, y de los espectros cruzados $p_a^s \cdot p_b^{s*}$ o $p_b^s \cdot p_a^{s*}$, que permiten definir el desfase entre ambas emisiones (el “*” denota traspuesto y conjugado complejo). Pues bien, se puede obtener una buena estimación de esas distribuciones espectrales de los dos componentes del vector fuente, sin que haya influencia de la turbulencia de capa límite sobre los micrófonos, mediante las funciones de espectro cruzado entre las señales de los micrófonos 1 y 3 a cada lado a y b respectivamente. Esto se puede expresar matricialmente como:

$$\mathbf{G}^S = \begin{bmatrix} p_a^s \cdot p_a^{s*} & p_b^s \cdot p_a^{s*} \\ p_a^s \cdot p_b^{s*} & p_b^s \cdot p_b^{s*} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_+^{-1} \mathbf{H}' \begin{bmatrix} p_{a+}' \cdot p_{a+}^* & p_{b+}' \cdot p_{a+}^* \\ p_{a+}' \cdot p_{b+}^* & p_{b+}' \cdot p_{b+}^* \end{bmatrix} \mathbf{H}^* = \mathbf{T}_+^{-1} \mathbf{H}' \mathbf{D}' \begin{bmatrix} p_{a3} \cdot p_{a1}^* & p_{b3} \cdot p_{a1}^* \\ p_{a3} \cdot p_{b1}^* & p_{b3} \cdot p_{b1}^* \end{bmatrix} \mathbf{D}^* \mathbf{H}^* \quad (10)$$

donde \mathbf{D}' resulta de cambiar R_a y R_b por R_a' y R_b' (elementos de \mathbf{R}') en la definición de \mathbf{D} (ecuación 7).

Transmisión de Potencia Sonora por Bandas

Una vez determinados los 4 términos de la matriz de dispersión \mathbf{M} (propiedades pasivas) y los 2 términos del vector fuente \mathbf{V} (propiedades activas), todos ellos parámetros complejos que son función de la frecuencia, ya es posible el estudio del sonido transmitido en ambas direcciones a través del elemento caracterizado en un circuito de aire cualquiera. Para calcular el ruido que finalmente alcanzará a los locales ventilados se habrán de conocer esos 6 términos para cada componente de la instalación. Para simplificar razonablemente los cálculos, normalmente en las instalaciones de aire se considera únicamente la transmisión de potencia sonora, referida bien a bandas de octava [1] o como mucho a bandas de tercios de octava. Para ello, los coeficientes caracterizadores de la potencia sonora transmitida o reflejada para cada banda se pueden estimar como el promedio de los cuadrados de los módulos de los correspondientes términos de la matriz \mathbf{M} para las frecuencias de esa banda. Análogamente, la potencia sonora generada por el elemento en cada dirección de la conducción se puede estimar como la suma de los cuadrados de los módulos de los términos del vector \mathbf{V} para las frecuencias de esa banda.

PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL Y RESULTADOS

La metodología expuesta de determinación de las funciones de admitancia y fuente sonora de componentes de circuitos de aire se llevó a la práctica mediante varias series de ensayos en laboratorio. Para ello se dispuso de una conducción abierta de 400 mm de diámetro nominal, con un ventilador centrífugo que gira a 2970 rpm y cuyo rodete tiene 24 álabes curvados hacia adelante, diámetros de entrada y salida de 300 y 400 mm respectivamente y ancho de salida de 225 mm. Según ensayos de caracterización previos, en el punto de máximo rendimiento este ventilador hace circular un caudal de $1.5 \text{ m}^3/\text{s}$ con un incremento de presión total de 950 Pa. En el extremo final de la conducción se encontraba un cono obturador, desplazable en la dirección axial, que permitía variar el punto de funcionamiento del ventilador. En distintas secciones de la conducción se podían situar altavoces (diámetro de 6 pulgadas), en la dirección perpendicular al flujo para favorecer la generación y transmisión de ondas sonoras planas. Los altavoces eran controlados desde una fuente generadora de una señal de ruido blanco, convenientemente amplificada. Así mismo se dispusieron varios orificios para la localización de micrófonos (de media pulgada) en la pared a lo largo de la conducción.

Para la captación y procesamiento espectral de las señales de los micrófonos y de las señales de control de los altavoces se empleó un analizador 01dB-Symphonie. En cada serie de ensayos, primero se obtenían con el analizador un total de ocho funciones de transferencia entre la señal eléctrica de control del altavoz activo (A ó B) y la señal de micrófono (en las posiciones a_1 , a_2 , b_1 y b_2 , figura 1), con una escala en frecuencia lineal. A continuación, con los dos altavoces desconectados, se obtenían los cuatro espectros cruzados entre las señales de micrófono en las posiciones a_1 - a_3 , b_1 - b_3 , a_1 - b_3 y b_1 - a_3 (figura 1). Posteriormente, estas doce funciones espectrales eran suministradas como datos de entrada a un programa de cálculo especialmente diseñado, el cual realizaba los sucesivos cálculos indicados en el apartado anterior hasta la final obtención de las funciones de admitancia y de fuente acústica.

Las figuras 2-4 muestran algunos de los resultados obtenidos para un codo recto a 90° y también para el propio ventilador centrífugo encargado de la circulación de aire. Las distancias de separación entre posiciones de micrófono fueron $s_a=s_b=0.34 \text{ m}$ y $l_a=l_b=0.7 \text{ m}$ para el caso del codo, y $s_a=0.15 \text{ m}$, $s_b=0.2$, $l_a=0.45 \text{ m}$ y $l_b=0.5 \text{ m}$ para el caso del ventilador. La figura 2 muestra las funciones de transferencia medidas entre la señal eléctrica del altavoz A y las 4 señales de micrófono, para el caso del codo recto cuando el caudal circulante es de $2.5 \text{ m}^3/\text{s}$. La figura 3 compara los resultados finales sobre el módulo de las propiedades pasivas del codo para los casos de flujo nulo y caudal de aire de $2.5 \text{ m}^3/\text{s}$; ambos casos reflejan la misma tendencia (en acuerdo con [6]): la proporción de sonido reflejado aumenta progresivamente con la frecuencia respecto al sonido transmitido a través del codo, con un máximo en torno a los 360 Hz. Resulta particularmente notable el efecto distorsionador de una resonancia acústica entre un altavoz y el propio codo (162 Hz). Por su parte la figura 4 muestra las propiedades activas determinadas para el propio ventilador (ruido generado tanto hacia el conducto de impulsión como al de aspiración), para caudales de aire de 0.5, 1.1, 1.5 y $1.9 \text{ m}^3/\text{s}$ (que suponen respectivamente el 33%, 73%, 100% y 127% del caudal para el punto de diseño). Como era de esperar dado el tipo de ventilador ensayado [7], para caudales pequeños se observa un ligero aumento del ruido generado con el caudal, mientras que ese aumento se hace mucho más acusado para caudales por encima del caudal del punto de diseño.

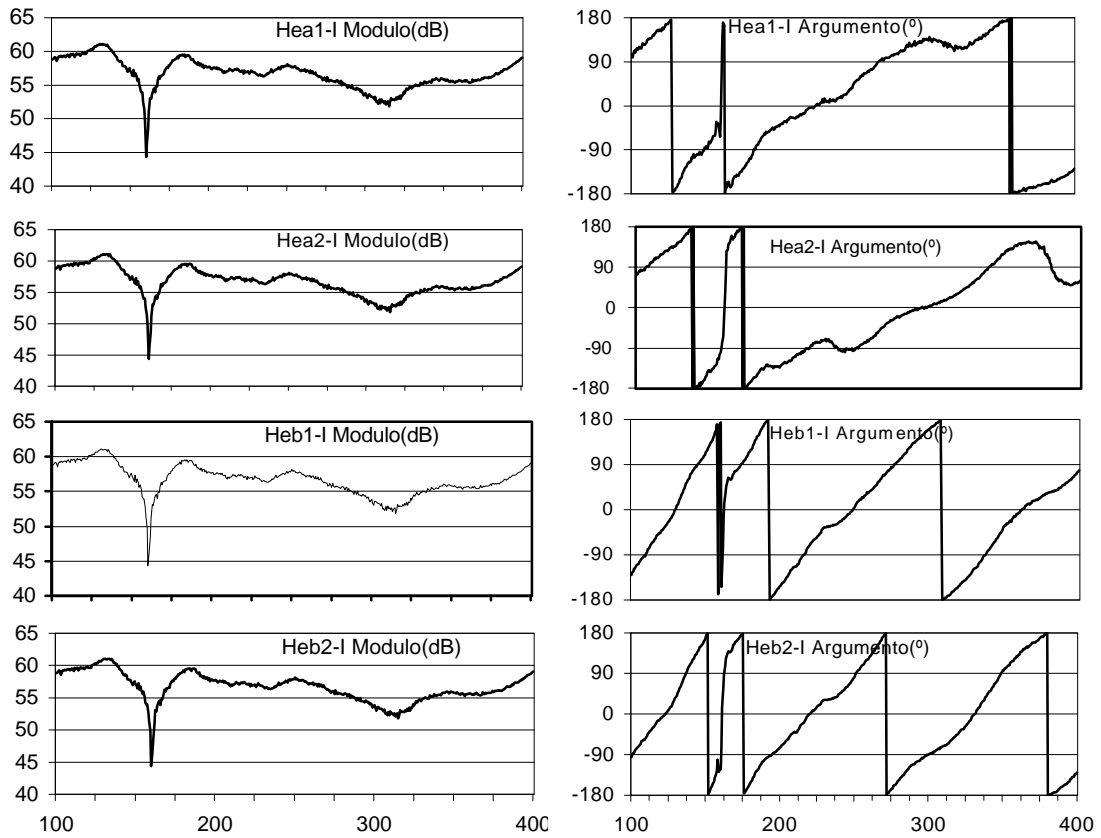


Figura 2. Funciones de transferencia entre la señal del altavoz A y la señal de micrófono en las posiciones a_1 , a_2 , b_1 y b_2 (figura 1).

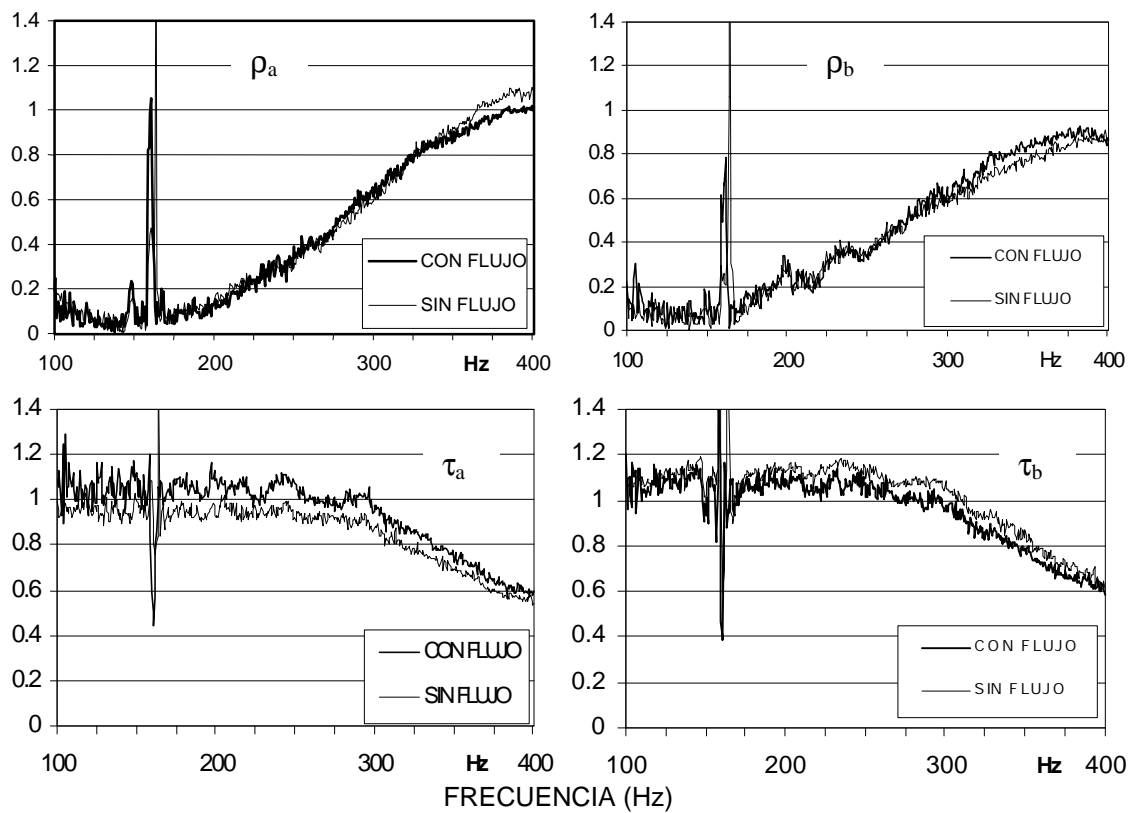


Figura 3. Parámetros de transmisión y reflexión (matriz de dispersión \mathbf{M}) para un codo recto a 90° sin flujo y con flujo de aire ($2.5 \text{ m}^3/\text{s}$).

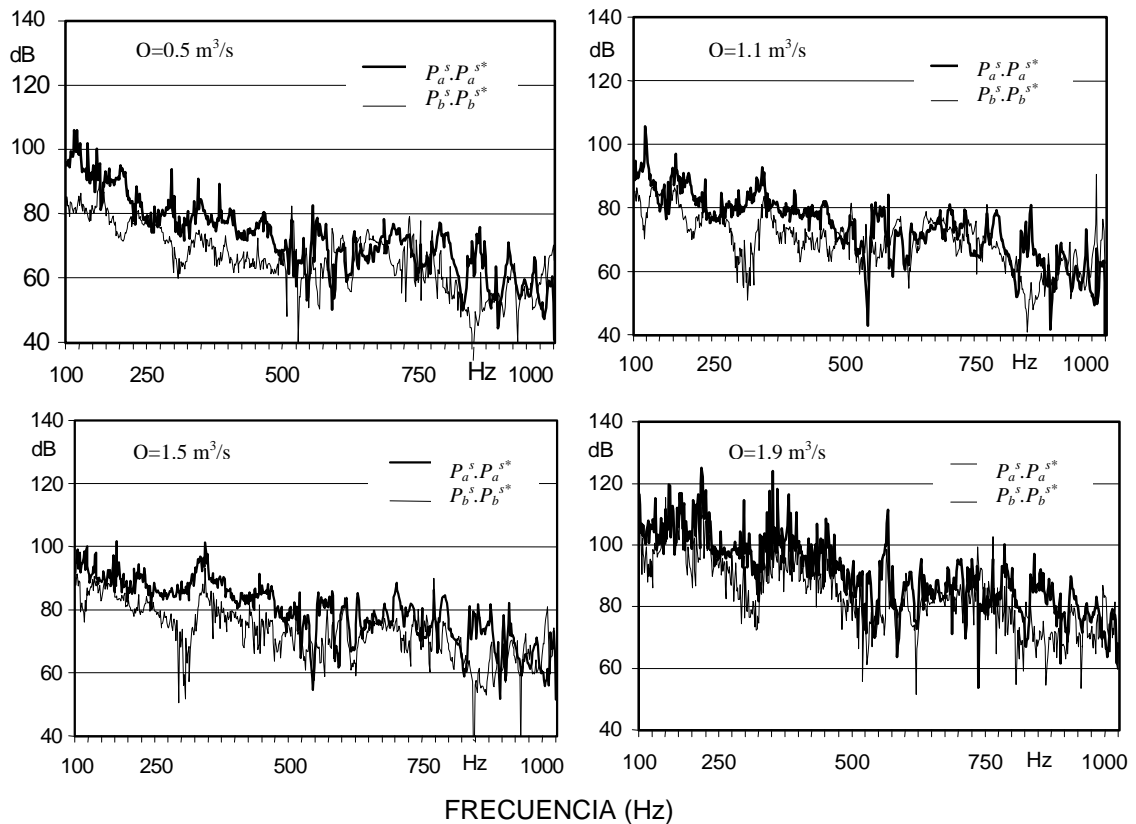


Figura 4. Magnitud de la presión sonora generada por un ventilador centrífugo hacia los conductos de salida ($p_a^s \cdot p_a^{s*}$) y de entrada ($p_b^s \cdot p_b^{s*}$), para distintos caudales de aire.

CONCLUSIONES

Se ha llevado a cabo la implantación de un método de caracterización experimental de las funciones espectrales de fuente y admitancia acústicas de componentes de sistemas de ventilación, considerados éstos como elementos con dos puertos de entrada/salida y cuatro variables de estado. El método, que requiere la medida de espectros cruzados entre las señales de presión sonora así como de funciones de transferencia entre las señales de control de altavoces externos y la presión sonora en distintas posiciones de los conductos, se aplicó para el caso de un ventilador centrífugo y de un codo a 90° . Los resultados obtenidos permitieron analizar la dependencia de cada parámetro de caracterización acústica respecto a la frecuencia y en especial respecto a las condiciones aerodinámicas, poniéndose de manifiesto la validez del método empleado.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen la financiación recibida del II Plan Regional de Investigación del Principado de Asturias a través del Proyecto FICYT-PB-TDI98-02 titulado "Estudio de la generación y transmisión de ruido en sistemas de ventilación mediante la caracterización experimental de las funciones de fuente e impedancia acústica de cada elemento".

REFERENCIAS

- [1] ASHRAE Handbook-Systems, cap. 32: "Sound and vibration control", ASHRAE Inc., USA, 1995.
- [2] M. Terao, H. Sekine (1992): "Fan acoustical characteristics required for reliable HVAC duct sound prediction", Proc. of int. symp. on Fan Noise (Senlis, Francia), 343-350.
- [3] M. Abom, H. Bodén, J. Lavrentjev (1992): "Source characterisation of fans using acoustic 2-port models", Proc. of int. symp. on Fan Noise (Senlis, Francia), 359-364.
- [4] K. R. Holland, P. Davies (1999): "The measurement of acoustic properties in ducts in the presence of flow", Proc. 6th int. cong. on Sound and Vibration (Lyngby, Dinamarca), vol. 1, 375-382.
- [5] J. Lavrentjev, M. Abom, H. Bodén (1995): "A measurement method for determining the source data of acoustic two-port sources", Journal of Sound and Vibration **183**(3), 517-531.
- [6] H. Bodén, R. Glav, R. Ter-Riet (1999): "Measurement of sound transmission through a 90° bend with flow", Proc. 6th int. cong. on Sound and Vibration (Lyngby, Dinamarca), vol. 1, 369-374.
- [7] S. Velarde, C. Santolaria, J.L. Parrondo (1997): "Caracterización aerodinámica y acústica de un ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante", Anales de Ingeniería Mecánica **11**(1), 251-258.