

ESTUDIO NUMÉRICO DEL RUIDO TONAL GENERADO POR UN VENTILADOR AXIAL CON DIRECTRICES GUÍA DE ENTRADA

43.28.+h AEROACOUSTICS AND ATMOSPHERIC SOUND

Argüelles Díaz, Katia María; Fernández Oro, Jesús Manuel; Santolaria Morros, Carlos
Universidad de Oviedo
Área de Mecánica de Fluidos
Edificio Departamental Zona Este
Campus de Viesques s/n, 33271
Gijón (Asturias)
España
Tfno: (+34) 985 18 19 21
Fax: (+34) 985 18 20 98
e-mail: arguelleskatia@uniovi.es

ABSTRACT

This work is based on the numerical characterization of the tonal noise generation by an axial flow fan with inlet guide vanes. Ffowcs Williams and Hawkings (FFWH) aero-acoustic analogy is used to study the problem through decoupling the domain of interest in two zones: the source zone and the propagation one. To obtain the acoustic sources a CFD software has been employed. Aerodynamic data were obtained using two turbulence models: Reynolds Stress Model (RSM) and Large Eddy Simulation (LES). Afterwards, numerical characterization of the propagation zone has been undertaken in both temporal and frequency domains across an integral formulation of the aero-acoustic analogy.

RESUMEN

Este trabajo se basa en la caracterización numérica de la generación de ruido tonal por un ventilador de flujo axial con directrices guía de entrada. La analogía aeroacústica de Ffowcs Williams y Hawkings (FFWH) se emplea para estudiar el problema desacoplando el dominio de interés en dos zonas: la región fuente y la región de propagación. Para obtener las fuentes acústicas se emplea un software CFD. Los datos aerodinámicos se han obtenido mediante dos modelos de turbulencia: Reynolds Stress Model (RSM) y Large Eddy Simulation (LES). Posteriormente, la caracterización numérica de la región de propagación se ha llevado a cabo, tanto en el dominio temporal como en el de la frecuencia, mediante una formulación integral de la analogía aeroacústica.

INTRODUCCIÓN

Recientemente, debido a las crecientes restricciones en los niveles de ruido medioambientales y a la demanda de los consumidores, la generación de ruido por turbomáquinas está recibiendo una considerable atención. A pesar de que en el pasado se han desarrollado muchos estudios sobre el comportamiento aeroacústico de turbomáquinas, la mayor parte de ellos se han centrado en máquinas de elevadas velocidades con aplicación en la industria aeronáutica (Cumpsty, [1]), y muy pocos se han encaminado hacia el análisis de ventiladores y soplantes de baja velocidad ((Neise, [2]), (Jeon and Lee, [3], [4])). Típicamente, el espectro de ruido emitido por un ventilador posee una parte de ruido tonal (a frecuencia discreta) y una parte de ruido en banda ancha. En ventiladores, las fuentes de ruido pueden clasificarse como monopolares, dipolares y cuadrupolares. Para máquinas de bajas velocidades, las fuentes cuadrupolares son poco importantes frente a las fuentes monopolares y las dipolares. De

hecho, una de las principales fuentes de ruido tonal en ventiladores es la interacción aerodinámica no estacionaria entre las directrices de un stator y los álabes de un rotor situado aguas abajo: interacción stator-rotor. El presente artículo profundiza en el conocimiento de los mecanismos de generación de ruido tonal, y su propagación al campo lejano, por una máquina axial de baja velocidad como consecuencia de la interacción stator-rotor, considerándose la influencia tanto de fuentes monopolares (ruido de espesor) como dipolares (ruido de carga). Para ello se desarrolla una metodología numérica, contrastada con resultados experimentales, que se aplica a una soplante axial diseñada inicialmente con propósitos agrícolas. La soplante está compuesta por una única etapa con un rotor de 9 álabes (NACA 65) situado aguas abajo de un stator de 13 directrices (BRITISH C1). El caudal nominal de funcionamiento de la soplante es de $18 \text{ m}^3/\text{s}$, proporcionando un incremento de presión total de 1200 Pa. El rotor gira a una velocidad angular de 2400 rpm, siendo entonces la frecuencia de paso de álabes (BPF) de 360 Hz. Los diámetros de cubo y punta son, respectivamente, 380 mm y 820 mm. En la Figura 1 puede observarse una imagen de la soplante y un esquema de la etapa stator-rotor.

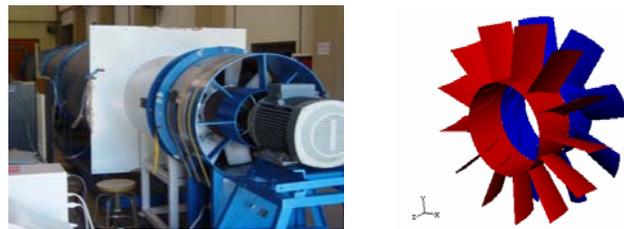


Figura 1. Dispositivo experimental. Detalle de la etapa de la turbomáquina.

Teniendo en cuenta la diferencia de escalas espaciales y temporales entre el campo de flujo y el campo acústico, el problema computacional completo puede abordarse aplicando la analogía aeroacústica de Lighthill (Lighthill, [5], [6]) que desacopla el dominio de estudio en otros dos subdominios: región fuente y región de propagación. La analogía aeroacústica transforma las ecuaciones de Navier-Stokes en una ecuación de ondas inhomogénea con términos fuente correspondientes a las fuentes acústicas (Ffowcs Williams, [7]). Consecuentemente, el campo de flujo se obtiene independientemente del campo acústico, empleando métodos CFD tradicionales para caracterizar las fuentes acústicas. Bajo condiciones de campo libre, la propagación del sonido al campo lejano puede evaluarse a través de la resolución numérica de una formulación integral de la ecuación de ondas de FFWH. En este trabajo, para obtener numéricamente las fuentes acústicas se ha empleado un software CFD comercial (Fluent), usando una técnica de mallado deslizante para el rotor. El mallado del dominio computacional tridimensional de la soplante consta de unos dos millones de celdas, y se ha refinado en la superficie de los álabes. Como modelos de turbulencia se han empleado tanto el esquema RSM como el esquema LES. Los detalles del modelo numérico CFD tridimensional empleado para caracterizar la región fuente, así como su validación mediante resultados experimentales de anemometría térmica, pueden consultarse en (Fernández, [8]). La caracterización numérica de la región de propagación se ha llevado a cabo mediante la solución integral de la ecuación de FFWH, tanto en el dominio temporal (Farassat, [9]) como en el de la frecuencia (Blake, [10]). En el dominio temporal se ha tenido en cuenta tanto la influencia del ruido de carga como la influencia del ruido de espesor, mientras que en el dominio de la frecuencia se ha considerado únicamente el término del ruido de carga. De este modo, la diferencia entre los resultados numéricos obtenidos en el dominio temporal y en el de la frecuencia, permite analizar por separado la contribución específica de cada término de ruido al espectro sonoro total radiado por la soplante al campo lejano. Los cálculos se han realizado con un código C++, tomando como punto de partida las fuentes acústicas obtenidas a partir de la solución CFD no estacionaria de la región fuente. Los resultados numéricos obtenidos para la región de propagación se han contrastado con resultados experimentales obtenidos mediante micrófonos capacitivos Brüel&Kjaer de media pulgada.

RESULTADOS

Siguiendo la metodología basada en la analogía aeroacústica de FFWH que se ha descrito en la introducción, se ha llevado a cabo una simulación numérica del comportamiento aeroacústico de la soplante axial en el campo lejano, tomando como punto de partida los datos

correspondientes a las fuentes acústicas obtenidos mediante el modelo CFD. Las simulaciones numéricas se han realizado para tres semiplanos horizontales situados a la altura del eje del ventilador, y alejados una distancia radial del eje del rotor de 5, 7 y 9 metros. En la Figura 2 se muestra un esquema de dichos planos, que se han denotado respectivamente como R5, R7 y R9. En cada uno de estos planos las posiciones de observación se han establecido a intervalos angulares de 5°, de forma que la posición 0° corresponde a un punto sobre el eje del ventilador aguas arriba del stator, y la posición 180° corresponde a un punto sobre el eje del ventilador aguas abajo del rotor. Las medidas experimentales se han realizado exactamente en las mismas posiciones de observación consideradas para los cálculos numéricos. La incertidumbre de todas las medidas experimentales es de ± 2 dB, con un intervalo de confianza del 95%.

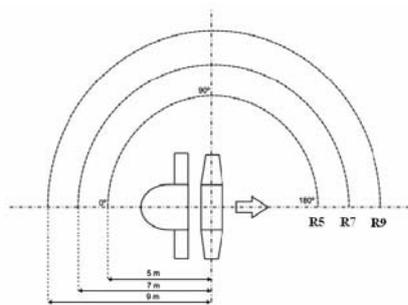


Figura 2. Planos considerados en la región de propagación.

Comparación Entre Modelos de Turbulencia

Las investigaciones realizadas recientemente en CAA sobre los modelos de turbulencia más adecuados para caracterizar numéricamente la generación de ruido aerodinámico, parecen apuntar que el modelo LES captura las escalas aeroacústicas con más precisión que el modelo RSM tradicional, aunque esta afirmación aún no es unánimemente aceptada. Sí es claro que la predicción del ruido requiere una buena resolución de las estructuras vorticales del flujo a lo largo de un amplio rango de escalas espaciales, y los modelos de turbulencia tradicionales para el cierre de las ecuaciones RANS no disponen de la suficiente precisión para tratar esta clase de problemas. Por ello, para mejorar la precisión de los cálculos, sería necesario emplear modelos de turbulencia más complejos – y por tanto más costosos desde el punto de vista computacional – como el esquema LES. El esquema LES modeliza únicamente las estructuras vorticales del flujo de menor tamaño, mientras que las de mayor tamaño, más acordes a las escalas acústicas, son resueltas directamente.

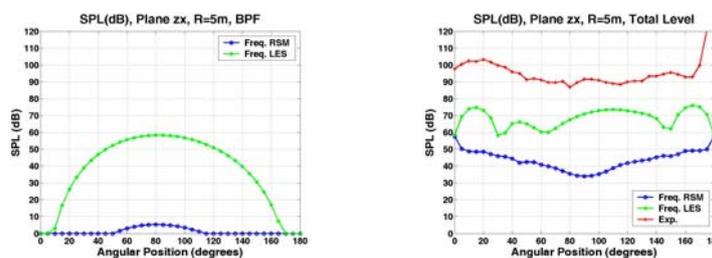


Figura 3. Comparación entre modelos de turbulencia: a) BPF y b) SPL Total.

Para validar esta afirmación, se ha llevado a cabo una comparación entre los resultados obtenidos con la formulación integral de la región de propagación en el dominio de la frecuencia, cuando las fuentes acústicas de partida en la región fuente se calculan con un modelo de turbulencia RSM o con un modelo de turbulencia LES. En la Figura 3 se muestran dichos resultados en el plano R5 para la BPF y el nivel SPL total, obtenido como:

$$SPL_{total} = 10 \log \left(10^{SPL_{BPF} / 10} + 10^{SPL_{2BPF} / 10} + \dots + 10^{SPL_{nBPF} / 10} \right)$$

La curva azul corresponde a los resultados del esquema RSM, la verde a los del esquema LES y la roja a los resultados experimentales. En ambos casos se obtienen valores mayores del

SPL con el esquema LES que con el RSM. Las diferencias entre ambos esquemas llegan a ser incluso de 55 dB para algunos puntos. Además, también se observan diferencias en la distribución espacial del SPL a lo largo del plano R5. Para el SPL total, los resultados del esquema LES se ajustan mucho mejor a los resultados experimentales que los resultados del esquema RSM. A la vista de los resultados de la Figura 3, el resto de simulaciones numéricas de la región de propagación, tanto en el dominio temporal como en el de la frecuencia, se han llevado a cabo con el modelo de turbulencia LES.

Influencia del Ruido de Carga y del Ruido de Espesor

En la Figura 4 se muestran los resultados obtenidos para el SPL a la BPF y el SPL total en el plano R5 de la región de propagación. La curva azul corresponde a la formulación en el dominio de la frecuencia (ruido de carga) y la curva verde corresponde a la formulación en el dominio temporal (ruido de carga + ruido de espesor). Para el SPL total se muestra también, en rojo, los resultados experimentales. La diferencia entre las curvas azul y verde, representa, por tanto, la contribución del ruido de espesor. En ambos casos se obtienen valores del SPL mayores con la formulación en el dominio temporal que con la formulación en el dominio de la frecuencia, es decir, cuando se tiene en cuenta la contribución del ruido de espesor. Las diferencias son de entre 10 y 20 dB para posiciones aproximadamente perpendiculares al eje de la soplante. Para la BPF, con la formulación en el dominio de la frecuencia, sobre el eje de la soplante aparecen valores nulos del SPL, como consecuencia del factor de directividad Bessel que aparece en dicha formulación, y que se anula siempre sobre el eje cuando no se genera el modo simétrico de radiación, es decir, cuando el número de álabes del rotor y de directrices del stator no son múltiplos entre sí, como es el caso de la soplante axial considerada en este artículo. En cambio, con la formulación en el dominio temporal sobre el eje de la soplante no tienen por qué obtenerse necesariamente valores nulos del SPL, aunque si el ruido de carga es el mecanismo dominante sobre el eje aparecen los valores mínimos de ruido. Para el SPL total, los resultados de la formulación temporal se ajustan mejor a los resultados experimentales que los de la formulación frecuencial. Este hecho pone de manifiesto que, en el caso de esta soplante axial, a pesar de que el ruido de carga es el mecanismo dominante, el ruido de espesor tiene también una contribución significativa en el espectro sonoro radiado al campo lejano, ya que los álabes del rotor no tienen un espesor lo suficientemente pequeño como para ser despreciable.

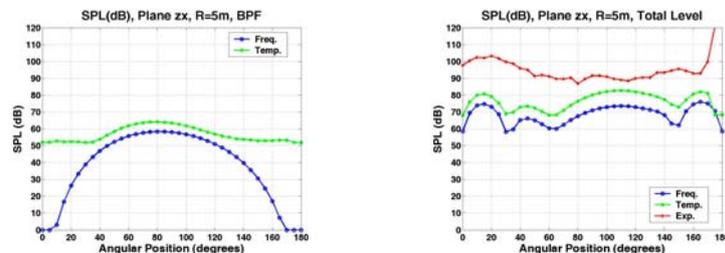


Figura 4. SPL en el plano R5: a) BPF y b) SPL Total.

Las diferencias entre los resultados numéricos y experimentales para el SPL total son debidas a varios motivos. En primer lugar, el modelo real del ventilador ensayado dispone de una carcasa de punta que soporta su estructura y que afecta a los patrones del ruido radiado entre las posiciones de aproximadamente 40° y 140° , y en los ensayos existe siempre una cierta parte de ruido debida al motor de accionamiento del eje de la soplante. En segundo lugar, el modelo CFD de la región fuente no considera el efecto del huelgo de punta radial, por lo que el ruido generado como consecuencia de los vórtices de punta en los álabes del rotor no es tenido en cuenta. Finalmente, debe considerarse también la existencia del ruido en banda ancha en los resultados experimentales, que no es considerado en el modelo numérico que se ha limitado al estudio del ruido a frecuencia discreta.

Variación del SPL con la Distancia a la Fuente Emisora

En la Figura 5 se muestra, para la BPF y el SPL total, la variación del SPL con la distancia a la fuente emisora, es decir, la distribución del SPL en los planos R5, R7 y R9. Las curvas en trazo

continuo corresponden a la formulación frecuencial, y las curvas en trazo discontinuo corresponden a la formulación temporal. En todos los casos se obtienen distribuciones idénticas del SPL, siendo la única diferencia entre planos una disminución de la magnitud del SPL con la distancia a la fuente emisora. Las diferencias entre un plano y el siguiente son de aproximadamente unos 2.5 dB. Este comportamiento está de acuerdo con la formulación de la analogía aeroacústica, que predice que las ondas acústicas radiadas al campo lejano se comportan como ondas esféricas.

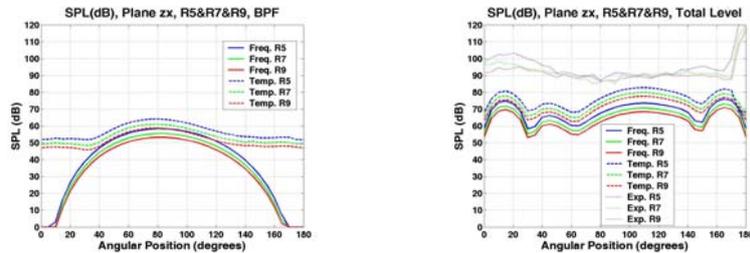


Figura 5. Variación del SPL con la distancia a la fuente emisora: a) BPF y b) SPL Total.

En la Figura 6 se muestra la distribución espacial, circunferencial y radial, del SPL en el semiplano horizontal zx para la BPF y el SPL total, obtenidos tanto con la formulación integral en el dominio de la frecuencia como con la formulación integral en el dominio temporal. Salvo por la diferencia de magnitud en el SPL, correspondiente a la contribución del ruido de espesor, se obtienen distribuciones espaciales del SPL prácticamente idénticas con ambas formulaciones integrales.

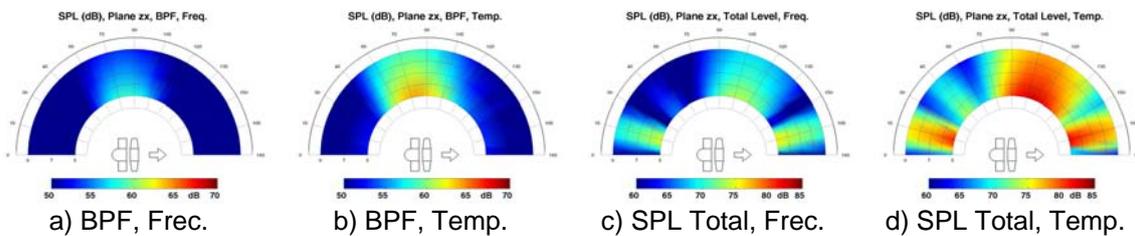


Figura 6. Distribución espacial del SPL en el plano zx.

Distribución Espacial del SPL

En la Figura 7 se muestra la distribución espacial tridimensional del SPL en el plano R5, alrededor del eje de la soplante axial para la BPF y el SPL total. En las gráficas de la Figura 7 el eje de la soplante está orientado verticalmente. Además, para permitir una mejor apreciación de los resultados, la escala de las figuras es diferente. Las gráficas corresponden tanto a resultados de la formulación en el dominio de la frecuencia, como a resultados de la formulación en el dominio temporal.

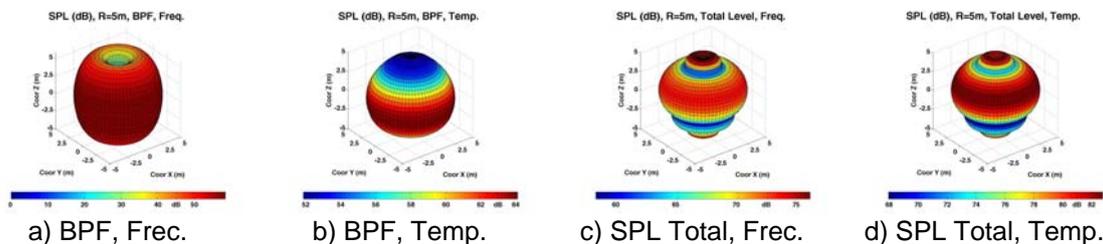


Figura 7. Distribución espacial tridimensional del SPL.

Mientras que para el SPL total las diferencias entre ambas formulaciones integrales se encuentran únicamente en la magnitud del SPL, para la BPF aparecen también diferencias en la distribución espacial del SPL alrededor del eje del ventilador. Es decir, en cuanto se refiere al SPL total radiado por la soplante al campo lejano, el ruido de espesor sólo contribuye

umentando la magnitud del SPL, pero para los armónicos de la frecuencia de paso de álabe, el ruido de espesor altera también la distribución espacial del SPL.

CONCLUSIONES

Se ha desarrollado una metodología numérica que permite conocer el comportamiento aeroacústico de turbomáquinas axiales en el campo lejano, y que se ha aplicado al caso particular de una soplante axial. El análisis de los resultados obtenidos con la formulación frecuencial de la región de propagación, ha puesto de manifiesto que el modelo LES es superior al modelo RSM para caracterizar el comportamiento del ruido generado como consecuencia de la acción de un campo de flujo. Analizando los resultados obtenidos para el SPL en el campo lejano, tanto para los armónicos de la frecuencia de paso de álabe como para el SPL total, se llegó a la conclusión de que en el caso particular de esta soplante axial, el ruido de espesor tiene una contribución significativa sobre el espectro sonoro radiado. Aunque para esta soplante axial la velocidad de punta de los álabes no es muy elevada, el espesor de los mismos no es lo suficientemente pequeño como para que la contribución de las fuentes monopolares sea despreciable. Con la metodología numérica se ha obtenido la distribución espacial del SPL en un semiplano horizontal situado a la altura del eje de la soplante, así como la distribución espacial tridimensional del SPL alrededor del eje de dicha soplante. Así ha sido posible observar las zonas de sombra acústica y las posiciones en las que se obtienen niveles máximos de ruido. Mientras que el ruido de espesor no parece afectar significativamente el patrón de directividad del SPL total, sí lo hace para los armónicos de la frecuencia de paso de álabe. Por lo general, la comparación entre resultados numéricos y experimentales ha sido satisfactoria. Las diferencias entre ambos tipos de resultados son debidas principalmente a la existencia del ruido en banda ancha en los resultados experimentales. En próximos trabajos se introducirá en el modelo numérico la contribución del ruido en banda ancha. Para finalizar, señalar que se dispone de una herramienta numérica que permite conocer el comportamiento aeroacústico de una turbomáquina en la etapa de diseño de la misma. De este modo es posible realizar las actuaciones pertinentes para reducir las emisiones acústicas de los nuevos prototipos.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido financiado con el Proyecto de Investigación: "Modelización de las tensiones deterministas en una turbomáquina axial", ref. DPI2003-09712, CICYT.

REFERENCIAS

- [1] Cumpsty, N.A., 1977. "A critical review of turbomachinery noise". ASME Journal of Fluids Engineering 99, 278-293.
- [2] Neise, W., 1976. "Noise reduction in centrifugal fans: a literature survey". Journal of Sound and Vibration 45, 375-403.
- [3] Jeon, W.H., Lee, D.J., 1999. "An analysis of the flow and aerodynamic acoustic sources of a centrifugal impeller". Journal of Sound and Vibration 222, 505-511.
- [4] Jeon, W.H., Lee, D.J., 2000. "An analysis of generation and radiation of sound for a centrifugal fan". Proceedings of the Seventh International Congress of Sound and Vibration 2000, Garmisch-Partenkirchen, pp. 1235-1242.
- [5] Lighthill, M.J., 1952. "On sound generated aerodynamically. Part I: general theory". Proc. Royal Soc., London, A211, pp. 564-587.
- [6] Lighthill, M.J., 1954. "On sound generated aerodynamically. Part II: turbulence as a source of sound". Proc. Royal Soc., London, A222.
- [7] Ffowcs Williams, J.E., Hawkings, D.L., 1969. "Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion". Phil. Trans. Royal Soc., A264.
- [8] Fernández, J.M., Argüelles, K.M., Santolaria, C., 2005. "Unsteady rotor-stator interaction in an axial flow blower. Part I: numerical and experimental flow field characterization". Proceedings of FEDSM'05, FEDSM2005-77263.
- [9] Farassat, F., 1974. "The acoustic far-field of rigid bodies in arbitrary motion". Journal of Sound and Vibration, Vol.32.
- [10] Blake, W.K., 1986. "Mechanics of flow-induced sound and vibration". Academic Press, Inc.