

ASPECTOS BASICOS SOBRE CONTROL DE RUIDO APLICADO A VENTILADORES INDUSTRIALES

GUILLERMO COLOMBERO¹ Y GUILLERMO SOSA¹

¹Estudiante de Ingeniería Electrónica, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba (UTN. FRC),
Maestro López Esq. Cruz Roja Argentina. CP X5016ZAA. Córdoba, Argentina.
guillecolo@gmail.com, guillems22@gmail.com

Resumen –Actualmente, el ruido es un factor físico trascendental en la sociedad que afecta de manera particular el ambiente industrial. En este último, generalmente interactúan múltiples fuentes de ruido de variadas características, que degradan la calidad del ambiente y ocasionan diferentes tipos de molestias en los trabajadores. Los ventiladores industriales son una de las principales fuentes de ruido, utilizándose de diferentes tipos, dimensiones y potencias. El objetivo de este trabajo es caracterizar el ruido producido por ventiladores industriales y analizar técnicas actuales para el control del mismo.

1. INTRODUCCIÓN

El ruido es un contaminante ambiental que produce un gran impacto en la sociedad. Los procesos industriales se reconocen como importantes focos generadores de este agente físico, que comprometen la salud y la seguridad en ambientes ocupacionales. En ocasiones afecta la comunidad aledaña y la biodiversidad del entorno.

Los ventiladores industriales son una de las principales fuentes de ruido, los cuales se clasifican, generalmente, en dos tipos: axiales y centrífugos; en los primeros el gas (generalmente aire) es impulsado en forma paralela al eje de rotación; en los segundos el flujo se produce de manera perpendicular al eje. El control de ruido de estos dispositivos generalmente no involucra modificaciones del ventilador para no alterar el funcionamiento del mismo [1]. El objetivo de este trabajo se refiere a la predicción y al control de la radiación del ruido, el cual se realiza generalmente en el trayecto de propagación y en las estructuras circundantes. El trabajo está organizado de la siguiente manera: en primer lugar, se realiza una descripción de los ventiladores. En segundo lugar, se caracteriza el ruido generado y por último se analizan técnicas para el control del mismo.

2. VENTILADORES INDUSTRIALES

Un ventilador axial típico se muestra en la Figura 1. Estos dispositivos, pueden ser utilizados para la ventilación y refrigeración. Logran ser operados dentro o fuera de conductos de acuerdo a la disposición de área del recinto. Independientemente de su longitud, es considerado como tubo axial. Los mismos pueden presentar o no aspas guías [1].

Los ventiladores centrífugos están compuestos por un impulsor que opera en una carcasa. El aire entra en el impulsor axialmente donde el flujo se invierte 90° por las aspas, dirigiéndolo a lo largo de

las paredes de la carcasa y, finalmente, se descarga a través del conducto de salida. Las paletas del impulsor pueden ser inclinadas en avance, retroceso o en forma radial, lo cual se muestra en la Figura 2. Estos ventiladores son utilizados frecuentemente para mover polvo, partículas y escasamente para ventilación o refrigeración. La velocidad del aire que sale, es prácticamente igual a la velocidad del impulsor [1].

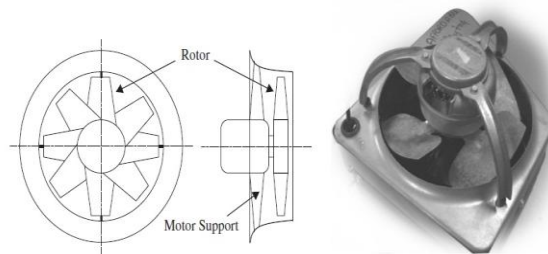


Figura 1: Ventilador axial típico.

El rendimiento de los ventiladores industriales puede determinarse utilizando una norma de la “Air Movement and Control Association, AMCA”. Tal performance se indica mediante una curva de rendimiento del ventilador mostrada en la Figura 3 [1].

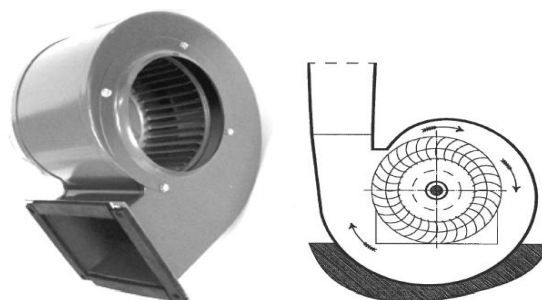


Figura 2: Ventilador centrífugo inclinado en avance.

Donde ΔP es la presión estática en Pascal y Q es la velocidad del flujo volumétrico en m^3/s [1].

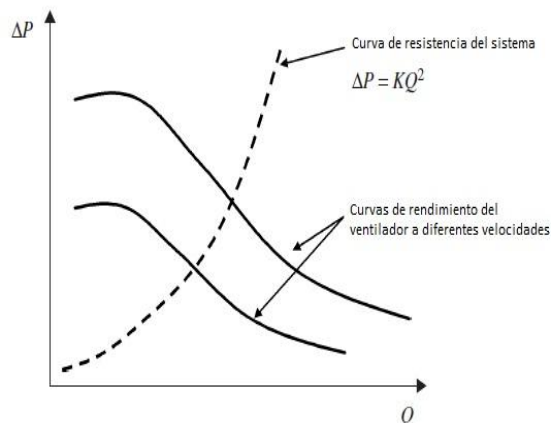


Figura 3: Rendimiento del ventilador.

2.1 Ruido de ventiladores

El ruido en ventiladores puede manifestarse en diversos sectores -la boca de entrada y salida, la caja o cuerpo y por el soporte que une el ventilador con la estructura adyacente- produciendo vibraciones mecánicas que dan lugar al mismo [2]. Estas secciones generadoras de ruido se ilustran en la Figura 4 para el caso de un ventilador centrífugo.

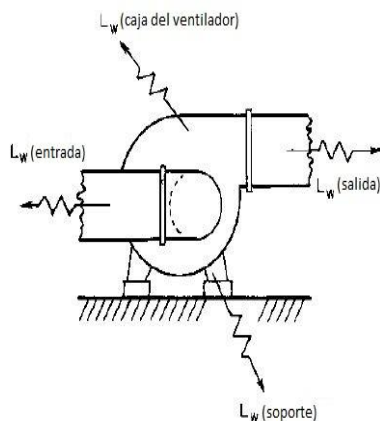


Figura 4: Sectores de ruido del ventilador centrífugo.

Aplicando elementos anti vibratorios adecuados al soporte, es posible reducir el ruido de las vibraciones en un nivel insignificante, en comparación con las primeras dos fuentes mencionadas anteriormente.

Existen diversos mecanismos constructivos en los ventiladores causantes del ruido, los cuales se clasifican al ruido de la siguiente manera:

- Ruido de banda ancha
- Ruido de frecuencia discreta:
 - Ruido rotacional
 - Ruido de resonancia

El ruido de banda ancha es generado por la formación de remolinos en las aspas del ventilador (flujo turbulento) y el ruido de la frecuencia discreta (tono de cuchilla) es producido por la cuchilla que

pasa por la abertura de entrada o salida del ventilador [1] [2].

El nivel de potencia sonora interna para el ventilador es L_W , entonces el nivel de potencia sonora radiada de la entrada y/o aberturas de salida o radiada por la red de conductos, puede estimarse a partir de las expresiones siguientes [1]:

$$L_{W(\text{entrada})} = L_W - 3 \text{ dB} \quad (1)$$

$$L_{W(\text{salida})} = L_W - 3 \text{ dB} \quad (2)$$

El nivel de potencia sonora para el sonido transmitido a través de la caja del ventilador está relacionado con la pérdida de transmisión (TL) de la caja del ventilador:

$$L_{W(\text{caja del ventilador})} = L_W - TL \quad (3)$$

El nivel de potencia sonora del ruido generado por el ventilador para cualquier banda de octava puede ser estimada a partir de la siguiente ecuación [4]:

$$L_W = L_W(B) + \log_{10}(Q/Q_0) + 20 \log_{10}(P/P_0) + B_T \quad (4)$$

Donde, el termino $L_W(B)$ es el nivel de potencia sonora básica, especificada en la Tabla 1 para cada uno de los tipos de ventiladores discutidos anteriormente; Q es el caudal volumétrico a través del ventilador y Q_0 es la referencia de velocidad de flujo. P es el aumento de la presión a través del ventilador y P_0 es un aumento de presión de referencia. B_T es la componente de tono de aspas o cuchillas, que es cero excepto en la banda de octava en la que la frecuencia de paso de la cuchilla se encuentra y su valor se halla en la Tabla 1 [2].

Fan type	Blade tone, B_T , dB	Octave band center frequency, Hz							
		63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
Centrifugal fans:									
Airfoil blade	3	35	35	34	32	31	26	18	10
BCB	3	35	35	34	32	31	26	18	10
Radial blade	5-8	48	45	45	43	38	33	30	29
FCB	2	40	38	38	34	28	24	21	15
Tubular	4-6	46	43	43	38	37	32	28	25
Vaneaxial	6-8	42	39	41	42	40	37	35	25
Tubeaxial	6-8	44	42	46	44	42	40	37	30
Propellor	5-7	51	48	49	47	45	45	43	31

Source: Graham (1972). By permission of Sound and Vibration, Acoustical Publications, Inc.

Tabla 1: Espectro de nivel de potencia sonora $L_W(B)$ para ventiladores.

La teoría de la física acústica que fundamenta la radiación del ruido, muestra que las fuerzas del cambio dinámico dan lugar a la radiación del sonido en forma de un dipolo. El modelado de este tipo de

ruido se limita a modelar las fluctuaciones de fuerza periódica [1].

En caso que la longitud de la onda acústica supere el diámetro del ventilador, el dipolo de radiación es compacto y se calcula fácilmente a partir de la fluctuación de la fuerza [1].

La carga en un ventilador tiene una influencia considerable en el espectro de ruido radiado. En la Figura 5 se muestra una secuencia de espectros medidos con ventilador de refrigeración de una computadora personal, cada uno para una condición de funcionamiento diferente donde BPF es la frecuencia de paso de cuchilla [1]. Estos espectros están medidos por Fitzgerald y Lauchle. Se puede observar que la velocidad de flujo volumétrico a través del ventilador está disminuyendo partiendo de (a) hacia (d).

2.2 Punto de operación

Un usuario experto puede identificar, a través del sonido de un ventilador, en qué punto de operación está el mismo. Esto se debe a que la potencia del sonido en la salida del ventilador varía de acuerdo a su punto de "rating" [4].

Una curva de nivel de potencia de salida contra caudal mostrará un mínimo cerca del punto de máxima eficiencia. Para ventiladores centrífugos, el nivel de potencia usualmente se ve incrementado en ambos lados del mínimo. Asimismo, para ventiladores axiales el nivel no cambia demasiado. El punto óptimo de rating, se encuentra muy cerca del pico de eficiencia. Lo anteriormente mencionado se puede observar en la Figura 6 [4.]

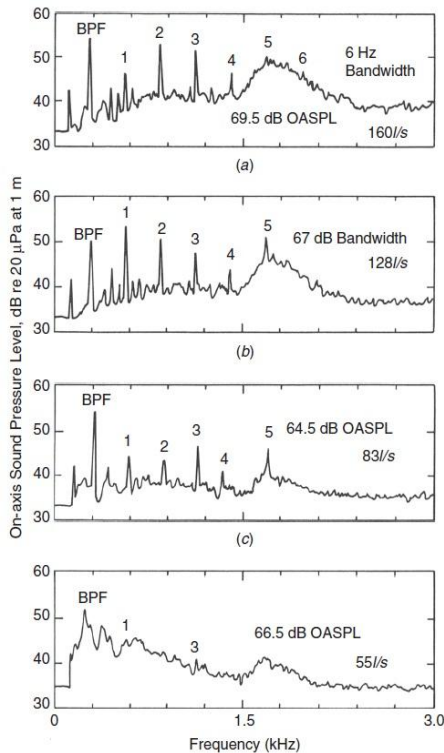


Figura 5: Espectros de presión sonora medidos por Fitzgerald y Lauchle [3].

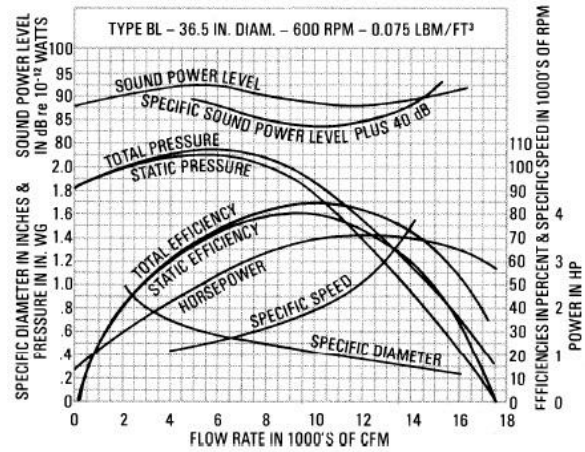


Figura 6: Curvas de rendimiento de ventiladores centrífugos [4].

3. PREDICCIÓN EMPÍRICA DE RUIDO

La predicción de ruido del ventilador puede realizarse a través de simples fórmulas empíricas, basadas en la experiencia, tiempo y los recursos existentes, tales como análisis detallados de la mecánica de fluidos y la aéreoacústica combinada con recursos computacionales.

El desarrollo empírico consta de métodos relativamente simples para obtener las predicciones de los componentes de ruido tonal y de banda ancha de los ventiladores citados.

En la mayoría de los métodos empíricos el nivel de ruido total se estima, mientras que en otros el espectro se puede determinar. Madison [9] especifico el nivel de potencia sonora como:

$$H(\phi) = \frac{W}{\Delta P^2 Q} \quad (5)$$

El término W es la potencia sonora en watt. La variación de W con parámetros físicos bajo la condición de constantes tales como $H(\phi)$ y ψ se especifica a continuación:

$$\begin{aligned} W &= H(\phi) \Delta P^2 Q \\ &= H(\phi) \frac{\pi^4 \psi^2 \rho_0^2 D^4 N^4 \phi \pi^2 D^3 N}{4} \\ &= \frac{\pi^6 \psi^2 \rho_0^2 \phi H(\phi)}{16} (D^7 N^5) \approx D^7 N^5 \\ &\approx D^2 u_{tip}^5 \end{aligned} \quad (6)$$

Con $u_{tip}^5 = \pi N D$. La potencia del sonido en general en un punto constante de operación aumenta con el cuadrado del diámetro del ventilador y con la quinta potencia de la velocidad de la punta del rotor. Para ventiladores silenciosos bien diseñados, la eficiencia del ventilador alcanza su pico cuando el nivel de potencia acústica se encuentre en su nivel más bajo. La ecuación (5) es quizás uno de las más simples formulas empíricas de ruido del ventilador que se encuentran. Se predice las tendencias en el poder del sonido en general, con la velocidad del

ventilador y el diámetro del mismo. Esta fórmula es aplicable para todo tipo de ventiladores en general cuando se quiere hacer estudios de control de ruido [1].

4. PREDICCIÓN RUIDO DE FRECUENCIA DISCRETA

4.1 Ruido tonal en ventiladores

Los tonos de la frecuencia de paso de cuchilla aparecen en los ventiladores centrífugos. La principal fuente de estos tonos es la interacción de los bordes de hoja del impulsor con el punto de corte [1].

4.2 Teoría de interacción del ruido en ventiladores axiales.

Deducciones detalladas de los componentes del ruido de la frecuencia discreta observada en la fuerza inestable y radiada por los dispositivos sopladores axiales, pueden ser encontradas en muchos estudios de investigación. Blake [5] ofrece un resumen completo de las mismas.

La esencia de la teoría es el desarrollo de una función de Green que describe el campo en x debido a una fuente simple en rotación como se puede observar en la Figura 7. En dicha figura podemos ver F_i que es la radiación, la fuente de radio R y los ángulos de rotación Ω y radiación θ [5].

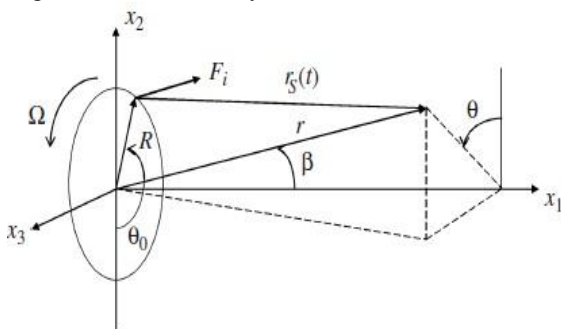


Figura 7: Variables utilizadas para analizar la radiación F_i de una fuente de radio R .

5. CONTROL DE RUIDO DE VENTILADORES

Los niveles sonoros específicos de potencia indicados en la Tabla 2, están basados en los ventiladores que operan muy cerca o en el pico de eficiencia. El mínimo ruido de un ventilador bien diseñado se produce cuando se opera en este rango. Por lo tanto, se debe ser cauteloso al tratar de reducir el ruido mediante el ajuste de la velocidad del ventilador [1].

También se debe tener la precaución cuando se modifica un ventilador bien diseñado para el control de ruido. Con esta modificación, alguna reducción del ruido puede lograrse, pero lo más probable, es que el rendimiento del ventilador se vaya degradando. Sin embargo, durante muchos años se utilizó la modificación del ventilador mismo para lograr reducir el ruido sin una seria degradación del mismo [1].

A continuación se exponen métodos de reducción de ruido de ventiladores centrífugos estudiados por Embleton [6]:

- Aumentando la distancia del impulsor al corte se reduce el BPF. En la Figura 8 se observa que hay una distancia óptima de $0,018 D$.

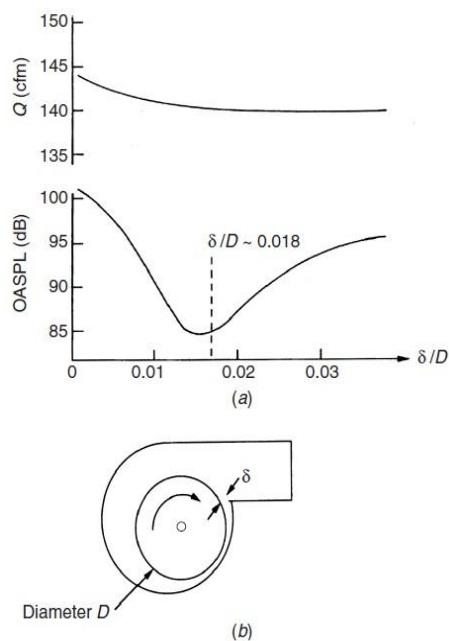


Figura 8: Efecto de la distancia del corte al impulsor en el BPF [6].

- El aumento del radio del corte, tiende a reducir la presión impulsiva creada por las aspas rotatorias, por lo que en la práctica es un reductor de ruido.
- Escalonando las filas de la hoja de los impulsores de dos hileras, también puede ayudar a reducir el ruido BPF.
- Desalineando la impedancia acústica de una entrada (y salida) en una red de conductos, es un medio pasivo para atenuar el ruido del ventilador. Para un ventilador axial esto puede realizarse fácilmente mediante la colocación de secciones relativamente cortas de tubos alineados. El material de absorción del sonido que constituye el revestimiento, se adhiere a la parte interior de la tubería.
- Utilizando resonadores sintonizados para el control de tonos. Un resonador de este tipo para un ventilador podría consistir en una cavidad detrás del punto de corte. Para un ventilador axial, esta cavidad puede ser integrada al cubo. La cavidad está diseñada para tener paredes rígidas y para ser una longitud de onda de $1/4$ de λ de largo en BPF. Esta longitud de onda es $\lambda = c_0/\text{BPF}$. La aplicación de este método a un ventilador centrífugo fue demostrado por Neise y Koopman [7]. La Figura 9 muestra un boceto de un resonador de corte montado.

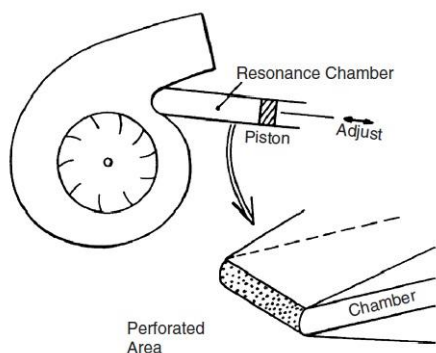


Figura 9: Esquema de resonador.

La Figura 10 muestra el análisis espectral del ruido producido por un ventilador axial para diferentes valores de velocidad angular medidos por Neise y Koopman.

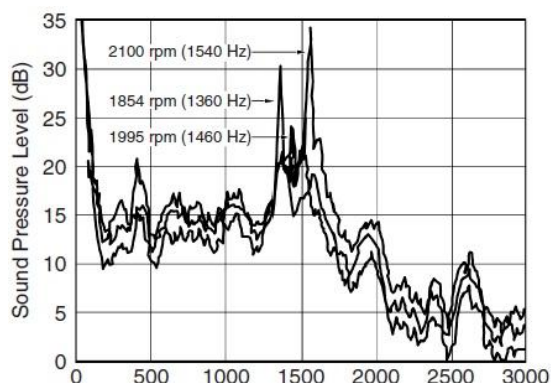


Figura 10: Análisis espectral del ruido producido por ventilador axial para 3 valores de velocidad angular.

- Separaciones desiguales de cuchillas entre rotor y estator es una técnica que cambia la energía del sonido de alto nivel que se encuentra en los pocos armónicos de la BPF a los muchos armónicos de la frecuencia del rango del eje. Esto no cambia la potencia del sonido en general, porque la energía del sonido original se redistribuye en diferentes bandas de frecuencia. El espectro de la presión del sonido tiene menos tonos de alto nivel y muchos más de bajo nivel.

Estas, son solo algunas técnicas del control del ruido de ventiladores. Otros autores como Mellin y Sovran [8] proveen una tabla de la óptima separación de las cuchillas del ventilador.

El control de ruido activo es una técnica que ha demostrado un cierto éxito en la reducción del ruido de los ventiladores.

Hay dos enfoques posibles: crear un contra sonido en un altavoz, o un conjunto de altavoces colocados cerca de un ventilador, o crear una fuerza contra un agitador mecánico que se presume para cancelar las fuerzas aerodinámicas inestables creadas por el ventilador. La reducción del nivel de presión sonora ha alcanzado los 22 dB, mientras que las reducciones generales de potencia de sonido son de 14 dB [7]. La reducción de ruido de banda ancha por medio de esta

técnica se encuentra aún en etapa de investigación y desarrollo.

6. CONCLUSIONES

El control del ruido aplicado a los ventiladores industriales requiere un minucioso estudio de la problemática que esto conlleva. En este trabajo se describieron los aspectos constructivos, las tipologías existentes y las distintas maneras de producir ruido. Se lograron comprender diferentes técnicas de control, por diversos autores, aplicados a dos tipos: axiales y centrífugos.

Para poder llevar a cabo dicho control se utilizan técnicas que involucran la incorporación de elementos adicionales al ventilador y no se modifica su estructura básica de construcción. Los cálculos realizados dan una idea de las diferentes fuentes de ruido ocasionadas por el aparato, las cuales se plasman en una tabla que se utiliza para normalizar su funcionamiento óptimo.

En conclusión, el diseño de recintos industriales que alojan estos sistemas de ventilación forzada, debe tener en cuenta que el nivel de presión sonora no afecte las condiciones de higiene y seguridad en el trabajo.

7. REFERENCIAS

- [1] Gerald C. Lauchle, "Handbook Of Noise And Vibration Control", capítulo 71.
- [2] Randall F. Barron, "Industrial Noise Control and Acoustic". Marcel Dekker, Inc. Ruston, Louisiana, U.S.A. 2003.
- [3] J. M. Fitzgerald and G. C. Lauchle, Reduction of Discrete Frequency Noise in Small, Subsonic Axial-Flow Fans, *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 76, 1984, pp. 158–166.
- [4] Howden Buffalo Inc., "Fan Engineering: An engineer's handbook of fans and their applications", Edited by Robert Jorgensen, Cap. 16, Ninth Edition, NY, 1999.
- [5] W. K. Blake, Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration, Vols. I and II, Academic, New York, 1986.
- [6] T. F. W. Embleton, Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers, *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 35, 1963, pp. 700–705.
- [7] G. H. Koopmann, W. Neise, and W. Chen, Active Noise Control to Reduce the Blade Tone Noise of Centrifugal Fans, *Trans. ASME J. Vib. Acoust. Stress Relia. Des.*, Vol. 110, 1988, pp. 377–383.
- [8] R. C. Mellin and G. Sovran, Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamic Noise Generated by Fan Rotors, *Trans. ASME J. Basic Eng.*, Vol. 92D, 1970, pp. 143–154.
- [9] R. Madison, Fan Engineering (Handbook), 8th Edition, Buffalo Forge Company, Buffalo, NY, 1983.

8. DATOS BIOGRÁFICOS

Colombero Guillermo, nacido en Húinca Renanco el 23/07/1985. Estudiante de ingeniería en

electrónica, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba. Argentina. Del 2010 a 2012 fue becario de investigación en el Centro Universitario de Desarrollo en Automación y Robótica (CUDAR), Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba. Sus intereses son: procesamiento digital de señales, sistemas embebidos, electroacústica, electrónica digital y telecomunicaciones. E-mail: guillecolo@gmail.com.

Sosa Guillermo, nacido en Córdoba el 22/08/1978. Estudiante de ingeniería en electrónica, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba. Argentina. Trabaja desde el 2001 a la fecha en el área informática de la Facultad de Odontología de la Universidad Nacional de Córdoba. Sus intereses son: electrónica aplicada, electrónica de potencia, sistemas de comunicaciones. E-mail: guillems22@gmail.com