

# **ESTUDIO DE VENTILADOR AXIAL: RELACIÓN ENTRE FLUJO VOLUMÉTRICO Y PRESIÓN ACÚSTICA**

## *AXIAL FAN STUDY: RELATIONSHIP BETWEEN VOLUMETRIC FLOW AND ACOUSTIC PRESSURE*

### **Alberto Lozano Díaz**

Tecnológico Nacional de México en Celaya, México  
*lozalberto3@gmail.com*

### **Roberto Zarate Espinosa**

Tecnológico Nacional de México en Celaya, México  
*rooo\_zarate@hotmail.com*

### **Edgardo Matus Benítez**

Mabe Centro de Tecnología y Proyectos, México  
*Edgardo.Matus@mabe.com.mx*

### **Álvaro Sánchez Rodríguez**

Tecnológico Nacional de México en Celaya, México  
*alvaro.sanchez@itcelaya.edu.mx*

**Recepción:** 16/septiembre/2019

**Aceptación:** 30/octubre/2019

## **Resumen**

El propósito de este trabajo es realizar mediciones experimentales sobre un ventilador axial utilizado en un electrodoméstico para conocer la relación que mantiene el flujo volumétrico con los niveles de ruido generados por este. Se utiliza un modelo, que, junto con los resultados de la experimentación, ayuda a predecir los niveles de ruido. Con el uso de las leyes de los ventiladores, se hacen dos propuestas de cambios de diseño y se construyen por impresión 3D para ser sometidas a pruebas experimentales y comparar los resultados con la predicción calculada con el modelo. Los resultados muestran que una disminución de 300 rpm ayuda a disminuir el nivel de ruido para una de las propuestas en 3.3 dB(A), con una correlación de 97%, mientras que otra muestra una reducción de 1.7 dB(A) con una correlación del 93%. Estos análisis se hacen bajo la condición de mantener un flujo volumétrico de  $2.84 \text{ E-}02 \text{ m}^3/\text{s}$ .

**Palabra(s) clave(s):** flujo volumétrico, niveles de ruido, ventilador axial.

## **Abstract**

*The purpose of this work is experimental measurements on an axial fan used in an electrical appliance to know the relationship that keeps the volume flow with the level of noise generated by this. A model is used, together with the results of the experimentation, helps to predict noise levels. With the use of the laws of the fans, two proposals for design changes are made and are constructed by 3D printing to be subjected to experimental tests and compare the results with the calculated with the model prediction. The results show that a decline of 300 rpm helps to reduce noise for one of the proposals in 3.3 dB(a), with a correlation of 97%, while another shows a reduction of 1.7 dB (A) with a correlation of 93%. These analyses are made under the condition of maintaining a volumetric flow of 2.84 E-02 m<sup>3</sup>/s.*

**Keywords:** axial fan, noise levels, volumetric flow.

## **1. Introducción**

El estudio de los fenómenos de transporte (momento, masa y energía) es de gran importancia en el desarrollo de tecnología, ya que estos se presentan en muchos equipos industriales (compresores, generadores de vapor, bombas, turbinas, intercambiadores de calor, humidificadores, reactores, ventiladores). El conocimiento de estos fenómenos y las leyes físicas que los gobiernan, nos ayudan a comprender que ocurre en el equipo y con ello tomar mejores decisiones en etapas tempranas de diseño para obtener un mejor desempeño final. En la actualidad es de gran interés en la industria (automotriz, aeronáutica, aire acondicionado, electrodomésticos, etc.) conocer cómo se asocian estos fenómenos con la generación de los niveles de presión acústica de sus productos e identificar las fuentes que lo originan. El objetivo de esto es brindar al usuario productos de mayor calidad ya que esta se asocia con el ruido que genera el producto.

El enfoque puesto en la reducción de niveles de presión acústica ha llevado a muchos estudios teóricos, experimentales y numéricos en busca de soluciones de diseño. Para el caso de los ventiladores axiales se han hecho estudios sobre sus parámetros físicos y geométricos para identificar variables que contribuyen a la emisión de niveles de presión acústica. Anteriormente, el ruido emitido por sistemas

de este tipo ha sido estudiados de forma teórica y experimental, Lighthill [1952] muestra quizá la primera predicción de la generación de ruido con un modelo matemático que hace una analogía acústica de las características, propiedades y tipos de flujo (laminar, turbulento) como un conjunto de fuentes acústicas equivalentes distribuidas en un medio en reposo con la forma de una ecuación de onda. Williams [1969], presenta un modelo de predicción de ruido más completo que el de Lighthill, que describe el fenómeno de generación de ruido aerodinámico que incluye ecuación de onda y vorticidad, añadiendo así una mayor correlación teórico-experimental. Recientemente algunos investigadores como Trabelsi [2017], utilizó un modelo una predicción ruido tonal para calcular el nivel de presión acústica de campo lejano emitida por un ventilador axial, realizando un análisis de sensibilidad e incertidumbre en el modelo utilizado para verificar la exactitud de la predicción del modelo. Estos modelos han sido de gran ayuda para identificar componentes dentro de un sistema que mayor aportación tienen en la generación de ruido. Actualmente se ha optado por hacer cambios en las geometrías de los ventiladores axiales para la disminución de ruido, Quinlan y Bent [1998], indicaron que en un arreglo de ventilador y coraza la separación entre la punta y la cubierta es un contribuyente importante al ruido de banda ancha generado por pequeños ventiladores de flujo axial. Bordes suavizados en los alabes cerca de superficie de la coraza proporcionaron hasta 8 dB de reducción de ruido por encima de 1 kHz, aunque la reducción del ruido de alta frecuencia no proporciona la reducción deseada en la percepción de volumen. Otro ejemplo se aprecia en el estudio Bamberger y Carolus [2012] que optimizaron un ventilador axial de baja presión respecto a la emisión y eficiencia del sonido. En cuanto a la aerodinámica, se definieron los parámetros geométricos que describen las variaciones del perfil del alabe y del contorno del cubo. El óptimo en el punto de diseño fue abordado por simulaciones de CFD incorporadas en el método de optimización Nelder-Mead. Medidas acústicas mostraron una disminución en la emisión de sonido en todo el rango de operación. Por otra parte, Seshagiri Rao [2011], realizó una investigación en un solo punto de funcionamiento y a una velocidad de giro constante, con el objetivo de establecer criterios de diseño para la geometría del ventilador con el fin

de reducir el ruido generado sin reducir el punto de funcionamiento del ventilador, cambiando perfiles aerodinámicos y acabados suavizados en la superficie de los alabes obtuvieron una reducción en el SPL de 10 dB(A). Bizjan, Milavec, Sirok, Trec y Hocevar [2016] presenta un estudio de las fluctuaciones de velocidad y presión en el flujo de separación de puntas de un ventilador axial donde investigaron dos diseños de puntas de palas de rotor diferente: el base, realizado con puntas de hoja recta y el modificado, con ala de punta inclinada. La comparación de los parámetros de sonido indica una reducción significativa del nivel de ruido para el diseño modificado de la punta de la pala el cual tiene una reducción de nivel de presión acústica global de 8.6 dB(A).

El propósito de este artículo es realizar pruebas experimentales en túnel de viento y cámara semianecoica, a un ventilador axial de un electrodoméstico, para tener un mayor entendimiento de la relación que existe entre el flujo volumétrico y el nivel de presión acústica. El uso de las leyes de los ventiladores será de utilidad para realizar cambios en la velocidad de giro manteniendo el flujo volumétrico que tiene el ventilador, y utilizando el modelo de Madison-Graham poder predecir niveles de ruido. Se proponen dos cambios en la geometría del ventilador para validar los resultados de la experimentación con el modelo utilizado.

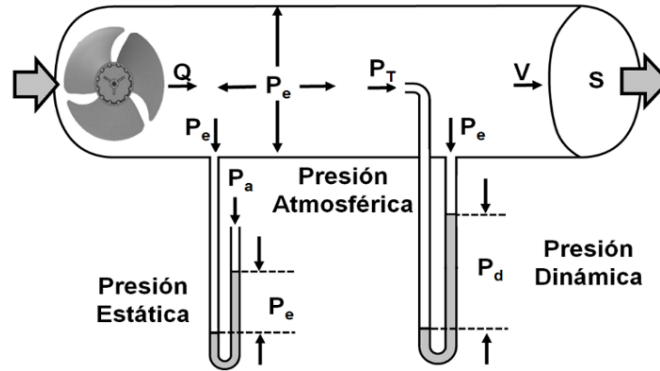
## **2. Métodos**

Se realizaron análisis experimentales, uno en túnel de viento para medir flujo volumétrico, y otro en una cámara semianecoica para la medición de nivel de presión acústica. Posteriormente, cálculos teóricos con los valores obtenidos de la experimentación para establecer criterios de los posibles cambios a realizar en el diseño del ventilador, que ayudarían disminuir el nivel de presión acústica emitido manteniendo el flujo volumétrico base. Por último, se comparan los resultados teóricos con los experimentales.

### **Análisis experimental**

- **Túnel de viento.** Los parámetros de presión estática, velocidad de flujo y flujo volumétrico son obtenidos mediante prueba en túnel de viento, de

acuerdo a la norma AMCA 210-99 [American Society of Heating Refrigerating and Air- Conditioning Engineers, 1999]. La figura1 ilustra un esquema de la adquisición experimental de estos parámetros.



Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

Figura 1 Esquema de adquisición de valores experimentales en túnel de viento.

- **Arreglo experimental de medición de flujo.** La figura 2 muestra el arreglo con el cual fue realizada la prueba de flujo al ventilador.

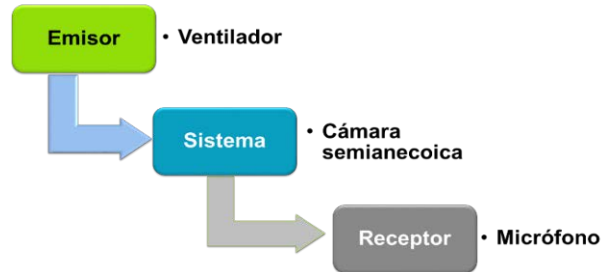


Fuente: Elaboración propia.

Figura 2 Arreglo para adquisición de valores experimentales en túnel de viento.

- **Cámara semianecoica.** Para conocer los niveles de presión acústica (SPL), se hace uso de equipo especializado como un micrófono de campo libre (G.R.A.S, tipo26CA) con una respuesta de frecuencia de 2 Hz a 100kHz,

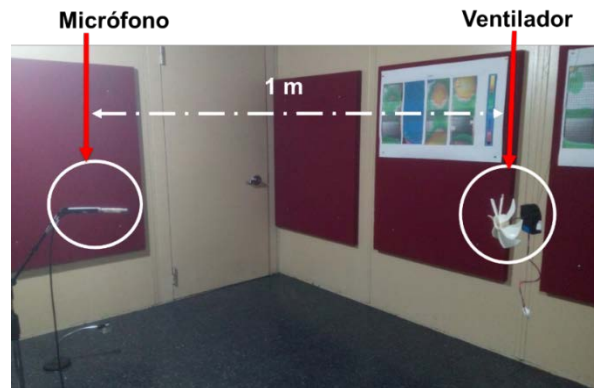
suficiente para hacer medición sobre el ventilador y software especializado, así como de una cámara semianecoica. Los datos experimentales de ruido se obtienen al realizar mediciones de acuerdo a la figura 3.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 3 Esquema de adquisición del SPL en cámara semianecoica.

- **Arreglo experimental de medición de ruido** La figura 4 muestra el arreglo con el cual fue realizada la prueba de ruido a cada ventilador.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 4 Arreglo experimental en cámara semianecoica.

## Análisis de ruido

El nivel de presión sonora se obtiene primeramente como una señal en el dominio del tiempo y que al aplicar una FFT (Fast Fourier Transform) nos muestra un espectro en el dominio de la frecuencia. Después cada banda de tercio octava del espectro obtenido se suma en todo el rango de frecuencias para obtener el nivel de presión acústica global (SPL). Los parámetros del micrófono para la medición de ruido se muestran en la tabla 1.

Tabla 1 Parámetros del micrófono.

Micrófono	libre-libre
Rango de frecuencia	100 – 10000 Hz
Punto de medición de ruido	@ 1 m de la fuente
Ponderación	"A"
Espectro de bandas	tercios de octava
Tiempo de medición	10 segundos promedio

Fuente: Elaboración propia.

## Análisis teórico

- **Requerimientos del sistema.** Existen un conjunto de reglas para los ventiladores, llamadas "leyes de ventiladores", son que rigen el rendimiento del ventilador [American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 1999]. Estas nos dicen que dentro de un sistema fijo sin cambios en la aerodinámica (perfil, ángulos de entrada y salida, forma del alabe, espaciamiento) o características de flujo de aire del sistema (temperatura, densidad) pueden ser aplicadas y obtener resultados con muy buenas aproximaciones y estas son:

- ✓ El flujo volumétrico varía en proporción directa a la velocidad de giro del ventilador, ecuación 1.

$$\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (1)$$

- ✓ La presión (estática, dinámica o total) varía en proporción directa al cuadrado de la velocidad de giro del ventilador, ecuación 2.

$$\frac{P_{s2}}{P_{s1}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 \quad (2)$$

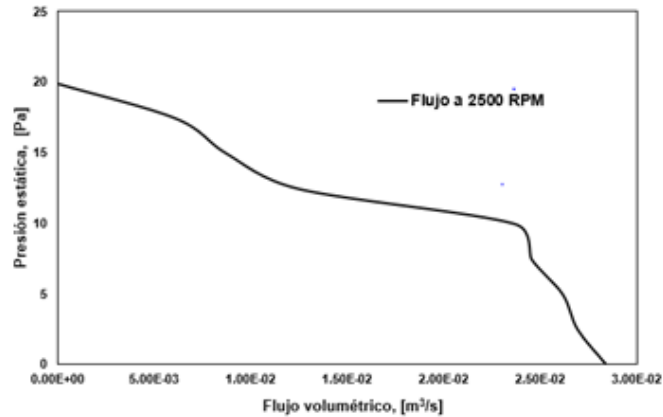
- ✓ La potencia requerida varía proporcionalmente al cubo de la velocidad de giro del ventilador, ecuación 3.

$$\frac{W_2}{W_1} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^3 \quad (3)$$

Para la predicción del nivel de presión acústica global (SPL) se tiene la ecuación de Madison-Graham [9], ecuación 4.

$$SPL = 40 + 10 \log Q + 20 \log P_s \quad (4)$$

- **Primera aproximación teórica.** Al realizar la aproximación teórica se hace uso de parámetros bajo los cuales opera el ventilador línea base. Para esto se utilizaron los valores de la medición experimental de flujo volumétrico en el túnel de viento con los cuales se obtiene la curva del ventilador con una velocidad de giro de 2500 rpm, la cual se muestra en la figura 5.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 5 Curva del ventilador a 2550 RPM.

Los valores máximos de presión estática ( $P_s = 19.92 Pa$ ) y flujo volumétrico ( $\dot{V} = 2.84 \times 10^{-2} m^3/s$ ) de la figura 5, son usados para predecir el nivel de presión acústica (SPL) mediante la ecuación 4 de Madison-Graham, para lo cual tenemos un nivel de presión acústica global de 29.4 dB(A). De acuerdo a las mediciones de ruido en la cámara semianecoica se obtuvo un nivel de presión acústica global de 30.8 dB(A) y esto se aprecia en la figura 6.



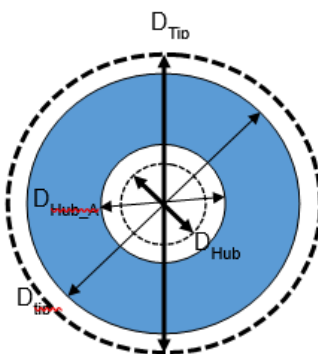
Fuente: Elaboración propia.

Figura 6 Mediciones experimentales del SPL.



De acuerdo con Zarate [2016], que propone que una disminución de la velocidad de giro en la fuente de excitación (ventilador) en el ensamble evaporador de un refrigerador de 250 rpm, se podría disminuir el nivel de presión acústica en 3.5 dB(A), se propone para este caso disminuir en 300 rpm la velocidad de giro del ventilador lo que produciría una reducción por encima de los 3 dB(A) en el SPL global del ventilador. Para esto se utilizaron las leyes de los ventiladores para encontrar que cambios se deberán realizar en la geometría para disminuir el nivel de presión acústica.

- **Hipótesis.** Los resultados experimentales obtenidos y la teoría sugieren que un incremento en el área efectiva del aspa del ventilador, ayudaría a reducir la velocidad angular de 2,250 a 2,550 rpm y mantener un flujo volumétrico de  $2.84 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ . La reducción de dicha velocidad angular, traería también una reducción en el nivel de ruido de 3 dB(A) aproximadamente, lo que se traduce en una percepción de la mitad del nivel de ruido global.
- **Propuesta de diseño.** De acuerdo a la hipótesis formulada, la figura 7 muestra las opciones de cambios en el área efectiva de la geometría del ventilador, por una parte, se podría disminuir el diámetro *Hub* y por otra el aumento de diámetro *Tip*, esto se traduce a que uno mantendrá el tamaño original y el otro será más grande.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 7 Propuestas de cambios en la geometría.

En primera ley de los ventiladores ecuación 1, se tiene para  $\dot{V}$  ecuación 6.

$$\dot{V} = A_{ef} \bar{V} \quad (6)$$

Donde  $A_{ef}$  es el área efectiva por la velocidad  $\bar{V}$  del fluido [Mataix, 1982]. Luego entonces, sustituyendo la ecuación 6 en la 1, se tiene ecuación 7.

$$(A_{ef})_1 = (A_{ef})_2 \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right) \quad (7)$$

Para el conocer los cambios que se deben realizar en diámetros, ecuación 8.

$$A_{ef} = 4\pi(D_{Tip}^2 - D_{Hub}^2) \quad (8)$$

La ecuación 8 proporciona las dimensiones de los nuevos diámetros para poder cumplir con el aumento en el área efectiva modificando los diámetros *Hub* o *Tip*. La tabla 2 muestra los resultados obtenidos para un área efectiva que satisface tener un menor nivel de presión acústica y mantener el flujo volumétrico que genera ventilador LB.

Tabla 2 Nueva área efectiva.

Área efectiva [ $m^2$ ] a menores rpm		
Variable	Valor	Obtenido por:
$A_{ef}$ [ $m^2$ ] (base)	$8.12 \times 10^{-3}$	experimentación
rpm (propuesta)	2250	propuesta
rpm (base)	2550	experimentación
$A_{ef}$ [ $m^2$ ] (nueva)	$9.20 \times 10^{-3}$	teórico

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 3, se muestran las dimensiones del diámetro *Hub* que se necesitan para tener la nueva área efectiva, de forma similar la tabla 4 muestra las nuevas dimensiones para el diámetro *Tip*.

Tabla 3 Nuevo diámetro *Hub*.

Nueva área efectiva [ $m^2$ ]	Diámetro <i>Hub</i> [ $m$ ]	Diámetro actual del <i>Hub</i> [ $m$ ]	Disminución en el diámetro <i>Hub</i> [%]
$9.20 \times 10^{-3}$	$1.58 \times 10^{-2}$	$4.22 \times 10^{-2}$	62.61

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4 Nuevo diámetro *Tip*.

Nueva área efectiva [ $m^2$ ]	Diámetro <i>Tip</i> [ $m$ ]	Diámetro actual del <i>Tip</i> [ $m$ ]	Aumento en el diámetro <i>Tip</i> [%]
$9.20 \times 10^{-3}$	$1.16 \times 10^{-1}$	$1.09 \times 10^{-1}$	5.84

Fuente: Elaboración propia.

- **Construcción del modelo.** Para la construcción del modelo primero, se generaron los modelos CAD con las nuevas dimensiones en los diámetros a) *Hub* y b) *Tip*, los nuevos modelos se muestran en la figura 8.

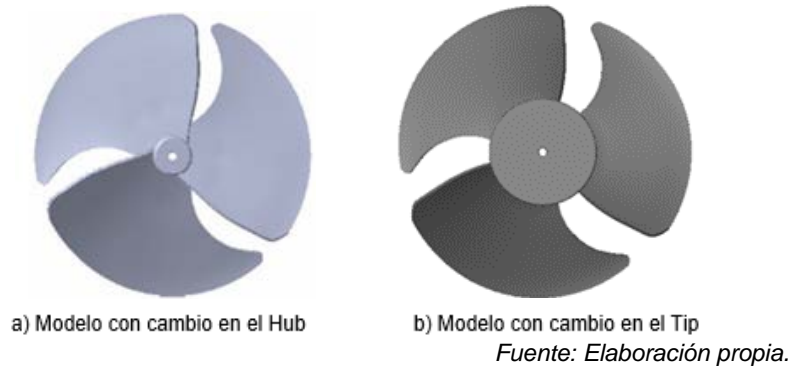


Figura 8 Modelos.

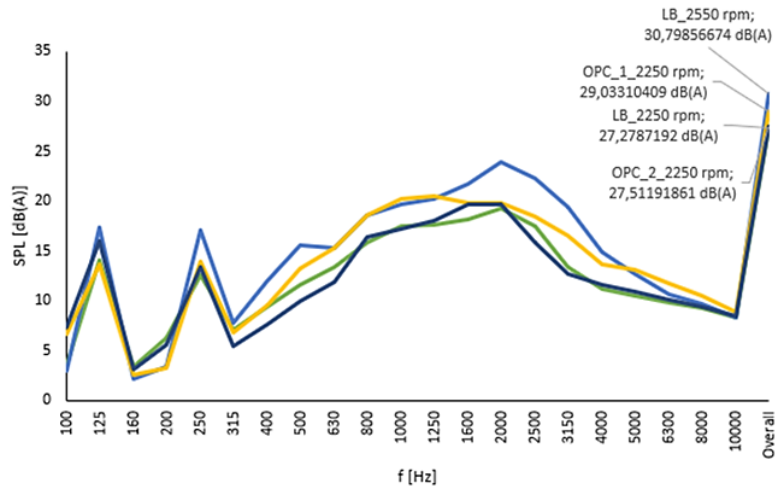
Luego estos modelos fueron fabricados por medio de impresión 3D, por lo que se utilizó una impresora modelo Objet1000 Plus, para ser validados por medio de las pruebas experimentales de flujo volumétrico y nivel de ruido. Cabe mencionar que las leyes de los ventiladores hacen énfasis en cuanto mantener ciertos parámetros aerodinámicos sin cambios, como en este caso el perfil, la forma del alabe, los ángulos de entrada y salida, para poder aplicarlas.

- **Validación del modelo.** Para validación de los modelos impresos en 3D se realizaron las pruebas experimentales en el túnel de viento y con estos resultados se realizó una aproximación del SPL global que tendrán los modelos propuestos con la ecuación de Madison-Graham, ecuación 4. Con el experimental en la cámara semianecoica se obtuvo una correlación entre estas mediciones y resultados de los cálculos teóricos.

### 3. Resultados

Los resultados de las mediciones experimentales se muestran en la figura 9. Se aprecian los resultados de las mediciones del SPL realizadas al ventilador línea base (LB) y las propuestas que son llamadas OPC\_1 y OPC\_2. Tales mediciones arrojaron que el ventilador LB a velocidad de giro de 2550 y 2250 rpm tiene un SPL

global de 30.8 dB(A) y 27.3 dB(A) respectivamente. Así, el OPC\_1 a 2250 rpm tiene un SPL global de 29 dB(A) y el OPC\_2 a 2250 rpm un SPL global de 27.5 dB(A), todas estas en el rango de 100 Hz a 10 kHz.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 9 Mediciones experimentales de SPL.

Con base en estas mediciones y los cálculos teóricos se tienen porcentajes de correlación para los SPL globales de cada ventilador, tabla 5.

Tabla 5 Porcentajes de correlación de SPL global.

Ventilador	Velocidad de giro [RPM]	SPL global [dB(A)] (experimental)	SPL global [dB(A)] (teórico)	Correlación %
LB	2550	30.8	29.5	95.78
LB	2250	27.3	26.7	97.80
OPC_1	2250	29.0	26.7	92.07
OPC_2	2250	27.5	26.7	97.09

Fuente: Elaboración propia.

Para el caso de la OPC\_1 se tiene un buen porcentaje de correlación entre el calculado teóricamente y la experimentación, está 1.7 dB(A) por encima del LB, incumpliendo así con la predicción del teórico realizado mediante la ecuación 4. Para la OPC\_2, que tiene un buen porcentaje de correlación y además un valor muy cercano al LB de 0.3 dB(A) cumpliendo así con la predicción de (4). Pareciera ser que tales diferencias tienen su origen en la geometría ya que las dos propuestas están hechas cumpliendo totalmente con las leyes de los ventiladores y que (4) hace

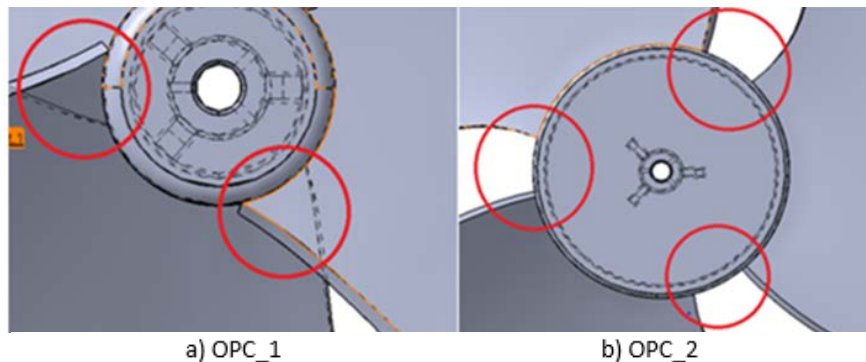
una buena predicción tanto de los modelos de ventilador propuestos como del ventilador línea base. Por otra parte, mediante resultados teóricos y experimentales (tabla 6), se tiene que para mantener el flujo volumétrico en un orden de  $2.84 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ , es necesario un aumento del 12% en el área efectiva del ventilador.

Tabla 6 Resultados de flujo volumétrico.

Ventilador	Velocidad de giro [rpm]	Área efectiva [m <sup>2</sup> ]	Q (experimental) [m <sup>3</sup> /s]	Q (teórico) [m <sup>3</sup> /s]	Correlación [%]
LB	2550	$8.12 \times 10^{-3}$	$2.84 \times 10^{-2}$	-	-
LB	2250	$8.12 \times 10^{-3}$	$2.38 \times 10^{-2}$	$2.51 \times 10^{-2}$	94.90
OPC_1	2250	$9.20 \times 10^{-3}$	$1.58 \times 10^{-2}$	$2.84 \times 10^{-2}$	55.66
OPC_2	2250	$9.20 \times 10^{-3}$	$2.90 \times 10^{-2}$	$2.84 \times 10^{-2}$	98.08

Fuente: Elaboración propia.

Para la OPC\_1 se tiene que el valor experimental del flujo volumétrico dista mucho de parecerse al calculado teóricamente pues hay una correlación de 55.66% entre estos la cual es poco satisfactoria. Sin embargo, la OPC\_2 cumple con el flujo estando apenas  $0.06 \text{ m}^3/\text{s}$  por encima de lo calculado y con una correlación de 98%. Así la OPC\_2 muestra números satisfactorios en cuanto a mantener el flujo volumétrico y disminuir el SPL global, mientras que la OPC\_1 lo hace SPL global. Pareciera que esta deficiencia se encuentre en un error en la geometría del OPC\_1, que se muestra en la figura 10, donde se aprecia que el espaciamiento entre los alabes (figura 10<sup>a</sup>), hay obstrucción, en la cual se genera estancamiento del fluido, generando menor flujo y mayor ruido por turbulencia, en figura 10b se observa un espaciamiento entre los alabes lo que permite libre flujo de aire.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 10 Espaciamiento entre alabes.

#### **4. Discusión**

De los resultados se puede observar que hacer cambios en la geometría nos puede ayudar en la disminución en el SPL, sumado a esto un cambio en la velocidad de giro puede impactar también. Para este caso la disminución de la velocidad de giro y un aumento en el área efectiva puede proveer de un buen flujo a un nivel de presión acústica menor comparado con la línea base que se tenía. Esto muestra que las leyes de los ventiladores son de utilidad para lograr este objetivo pues las aproximaciones muestran correlaciones del orden del 94% al 98% y que la ecuación Madison-Graham nos puede predecir niveles de presión acústica muy aceptables con correlaciones del orden del 92 al 97%. Esto sugiere que estas herramientas se pueden utilizar para realizar predicciones de niveles de presión acústica de forma rápida para la selección o diseño de un ventilador para cierta aplicación y como en este caso para un ventilador de un electrodoméstico. Finalmente, solo la OPC\_2 cumple con la predicción de ruido calculada, pues tiene un SPL global de 27.5 dB(A) que es menor en 3.3 dB(A) al ventilador línea base, además de generar un flujo de  $2.90 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ , que es muy cercano al generado por el ventilador base.

#### **5. Bibliografía y Referencias**

- [1] Lighthill, M. J. (1952, March). On sound generated aerodynamically. I. General theory. In *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* (Vol. 211, No. 1107, pp. 564-587).
- [2] Williams, J. F., & Hawkings, D. L. (1969). Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 264(1151), 321-342.
- [3] Trabelsi, H., Abid, M., Taktak, M., Fakhfakh, T., & Haddar, M. (2017). Effect of the aerodynamic force modeling on the tonal noise prediction model for axial fan: Sensitivity and uncertainty analysis. *Applied Acoustics*, 117, 61-65.
- [4] Bamberger, K., & Carolus, T. (2012). Optimization of axial fans with highly swept blades with respect to losses and noise reduction. *Noise Control Engineering Journal*, 60(6), 716-725.

- [5] Quinlan, D. A., & Bent, P. H. (1998). High frequency noise generation in small axial flow fans. *Journal of Sound and Vibration*, 218(2), 177-204.
- [6] Rao, G. S., & Rao, V. S. (2011). Design of cooling fan for noise reduction using CFD. *Int. J. Sci. Eng. Res*, 2, 1-5.
- [7] Bizjan, B., Milavec, M., Širok, B., Trenc, F., & Hočevan, M. (2016). Energy dissipation in the blade tip region of an axial fan. *Journal of Sound and Vibration*, 382, 63-72.
- [8] Standard, A. M. C. A. (1999). 210-99: Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- [9] Madison, R. D., & Graham, J. B. (1958). Fan noise variation with changing fan operation. *Heating and Air-Conditioning*, (1958. 1), 207.
- [10] Zarate, R. (2016). "Modelación y simulación de fenómenos vibro acústicos en electrodomésticos". Maestría. Instituto Tecnológico de Celaya.
- [11] Mataix, C. M., Giles, R. V. E., LIU, J. B., Cheng Moneva Moneva, J. A. I. M. E., Ranald, T. R., Giles, J. B. E., & Facorro Ruiz, L. A. (1982). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Oxford University Press.