

Validación experimental del modelado en CFD de un silenciador para un motor de dos tiempos

Experimental Validation of CFD Modeling of a Muffler for a Two-Stroke Engine

Cesar Gómez Carrillo^{1a}, María Arroyo Flores^{3b}, Nahum Camacho Zamora^{2c}, Marco Osvaldo Vigueras Zúñiga^{1,2d}, Lorena Del Carmen Cortés Santos^{1,2e}, María Elena Tejeda Del Cueto^{1,2f}

Universidad Veracruzana,

¹Facultad de ingeniería de la construcción y el habitat,

²Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias Navales

³Facultad de Ingeniería Eléctrica y Electrónica

Veracruz 94294, México.

gomezcarrillocesar26@gmail.com^a, maarroyo@uv.mx^b, ncamacho@uv.mx^c, mvigueras@uv.mx^d, losantos@uv.mx^e, etejeda@uv.mx^f

Resumen

Actualmente se ha incrementado el uso de motores de dos tiempos en vehículos ligeros y aeronaves no tripuladas, lo que ha generado una preocupación significativa debido a los elevados niveles de ruido y a las emisiones contaminantes. Entre los componentes más críticos de las aeronaves no tripuladas (UAVs) se encuentra el silenciador del sistema de escape, ya que el espacio disponible en el UAV es reducido y se debe optimizar el peso reduciendo el volumen de los dispositivos implementados en el UAV. La limitación principal de su diseño es la falta de espacio disponible para la instalación, por lo que este no debe tener el típico diseño convencional. En esta investigación se presenta una nueva geometría del silenciador para un motor de dos tiempos que tiene por objetivo reducir el peso del UAV. El diseño numérico de la geometría propuesta se validó experimentalmente. La geometría tiene una configuración en espiral para mejorar la circulación de los gases de escape y así reducir las zonas de estancamiento.

La variable de entrada para la validación experimental del modelo numérico fue la presión de entrada del fluido. En las pruebas experimentales esta se midió en cuatro puntos distintos del silenciador. Los resultados obtenidos muestran una adecuada correlación entre el modelo numérico y la experimentación obteniendo un error del $\pm 5\%$. Además, se observó una reducción efectiva de la presión interna y una mejora en la distribución del flujo, lo que confirma la viabilidad del diseño en espiral propuesto como solución al ruido generado y a la reducción de peso en el UAV.

Abstract

Currently, the use of two-stroke engines in applications such as light vehicles and unmanned aerial vehicles (UAVs) has increased, raising significant concern due to their high noise levels and pollutant emissions. Among the most critical components of UAVs is the exhaust system muffler, since the available space in the UAV is limited and the weight must be optimized by reducing the volume of the devices implemented in it. The main constraint in its design is the lack of installation space, meaning that it cannot follow the conventional design approach. This research presents a new muffler geometry for a two-stroke engine, aimed at reducing the weight of UAVs. The numerical design of the proposed geometry was experimentally validated. The geometry features a spiral configuration to improve the circulation of exhaust gases and thereby reduce stagnation zones.

The input variable for the experimental validation of the numerical model was the inlet fluid pressure. In the experimental tests, pressure was measured at four different points of the muffler. The results show a good correlation between the numerical model and the experimental data, with a maximum error of $\pm 5\%$. Furthermore, an effective reduction in internal pressure and an improvement in flow distribution were observed, confirming the feasibility of the proposed spiral design as a solution to noise reduction and weight optimization in UAVs.

Palabras clave:

UAVs, sistema de escape, silenciador, presión interna, espiral

Keywords:

UAVs, exhaust system, muffler, internal pressure, spiral

Nomenclatura

Símbolo	Significado	Unidades
UAVs	Vehículo aéreo no tripulado	-
CFD	Dinámica de fluidos computacionales	-
FEM	Método de elemento finito	-

TL	Perdida por transmisión	-
ΔP	Sobre Presión	-
BP	Contrapresión (back pressure)	-
Hz	Frecuencia	-

ρ	Densidad del fluido	kg/m ³
κ	Energía cinética turbulenta	m ² /s ²
t	Tiempo	s
u_j	Componente j-decimal de la velocidad	m/s
μ	Viscosidad dinámica	Kg/(m*s)
μ_t	Viscosidad turbulenta	Kg/(m*s)
σ_κ	Número de Prandtl turbulento para κ	-
σ_ε	Número de Prandtl turbulento para ε	-
G_k	Producción de turbulencia debida al esfuerzo cortante	W/m ³
G_b	producción de turbulencia por efectos de flotación	W/m ³
ε	Tasa de disipación turbulenta	m ² /s ²
Y_m	Contribución por dilatación en flujos comprimibles	W/m ³
C_1, C_2, C_μ	Constantes empíricas del modelo k- ε realizable	
S_k	Término fuente para k	W/m ³
S_ε	término fuente para ε	W/m ³

Introducción

Actualmente, la contaminación acústica generada por los motores de combustión interna representa una problemática de creciente preocupación a nivel global [1],[2]. Esto se debe al aumento exponencial del uso de vehículos y maquinaria propulsados por este tipo de motor, tanto en entornos urbanos como en entornos industriales. Esta situación se ha intensificado con el creciente uso de motores de dos tiempos en aplicaciones aeronáuticas, particularmente en vehículos aéreos no tripulados (UAVs), debido a su favorable relación peso-potencia [3], [4].

Sin embargo, debido a su alta eficiencia, estos motores funcionan de forma brusca, lo que implica una frecuencia de combustión más alta y, por ende, incrementa significativamente el nivel de presión sonora emitida. Por lo tanto, el uso de estos motores en UAVs genera una nueva fuente de contaminación acústica. Es importante contar con un control acústico estricto en vehículos aéreos no tripulados para que realicen sus actividades de vigilancia sin ser detectados. Chivate *et al.* [3] mencionan que el ruido del sistema de escape representa el 32% del ruido total generado por un motor de 4 tiempos. Destacando que los niveles de ruido de los motores oscilan entre 90 y 130 dB, y que los niveles superiores a 130 dB son perjudiciales para la salud humana. Por este motivo, la optimización del silenciador del sistema de escape se presenta como el método más eficaz para atenuar el ruido generado por los gases de escape.

No obstante, a diferencia de los silenciadores para motores multicilíndricos, el diseño específico para motores pequeños monocilíndricos (dos tiempos) representa un campo de investigación con escasa información. En el estudio realizado por Sedighi *et al.* [4] investigaron la viabilidad de modificar y rediseñar silenciadores para motores pequeños de dos tiempos. En los resultados obtenidos, la presión disminuyó 10.34% y la presión sonora, 5.31% dentro del sistema, reduciendo la contaminación acústica. Sin embargo, en el estudio no se contempló la acumulación de carbonilla ni su efecto sobre el aumento de la Δp . También, en el estudio realizado por Fu *et al.* [5] a un motor diésel comentaron que el diseño acústico eficiente puede elevar la Δp , lo cual afecta negativamente la potencia útil del motor y aumenta el consumo de combustible.

De igual forma, muchos investigadores se han centrado en el diseño y la fabricación de silenciadores para motores de cuatro tiempos. Se han publicado numerosos artículos sobre los principios de diseño de silenciadores. Como en el estudio realizado por Zhu & Ji [6], en el que se propone un método predictivo que utiliza un modelo numérico en CFD tridimensional con condición de contorno no reflectante (NRBC) y la técnica de descomposición de onda plana, el modelo desarrollado permite una predicción más precisa del comportamiento de atenuación acústica en los silenciadores. Por otra parte, Elsayed *et al.*[7] realizaron un estudio en el que se combinaron el diseño basado en simulación y en experimentación; concluyeron que, al utilizar una proporción de corte del deflector del 50%, se obtuvo un rendimiento acústico y de BP optimizado. Ariara Guhan *et al.* [8] en su estudio redujeron el volumen de un silenciador en un 15% y disminuyeron la BP de 2.655 kPa a 2.472 kPa, lo que representó una mejora del 6.89% respecto al silenciador original.

En el 2022 Kumar *et al.* [9] realizaron una simulación utilizando el método de elementos finitos (FEM) en el software ANSYS para analizar la pérdida de transmisión (TL) del silenciador existente y evaluar las modificaciones, demostrando mejoras significativas en la reducción del ruido, excepto en los siguientes rangos de frecuencias: 138-455 Hz, 515-851 Hz y 1524 Hz. En el mismo año, Kang & Yang. [10] implementaron un sistema de escape tipo X pipe; el estudio concluyó que este tipo de configuración en el sistema de escape minimiza la BP y, en consecuencia, el reflujo de los gases de escape disminuye. También Kalita & Singh. [11] optimizaron un silenciador reactivo existente mediante el uso de CFD y análisis acústicos para evaluar los parámetros de rendimiento aerodinámico y acústico. Transformaron el silenciador reactivo en un silenciador híbrido, lo que le permitió operar en un amplio rango de frecuencias, logrando una pérdida de transmisión (TL) de 47 dB, mientras que la (TL) del silenciador existente fue de alrededor de 20 dB. Debido a la escasa información disponible sobre los estudios realizados en silenciadores de motores de dos tiempos, la presente investigación aborda este tema proponiendo el diseño, simulación y evaluación de un silenciador optimizado específicamente para motores de dos tiempos en aplicaciones de UAVs.

Geometría del silenciador

La geometría del silenciador se muestra en la figura 1. La geometría del silenciador propuesto consta de cuatro piezas principales acopladas entre sí. El diseño se centró en optimizar: a) la circulación del flujo de gases de escape, b) minimizar las pérdidas de presión y c) maximizar el aprovechamiento del volumen interno. El objetivo principal fue evitar la generación de Δp provocada por cambios abruptos en el área de paso del flujo.

Las dimensiones del silenciador se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Medidas principales del silenciador

Parámetros básicos	Valor de parámetros
Longitud del silenciador	85 mm
Diámetro del silenciador	140 mm
Área de la admisión del silenciador	295 mm ²
Diámetro del orificio de escape del silenciador	16 mm

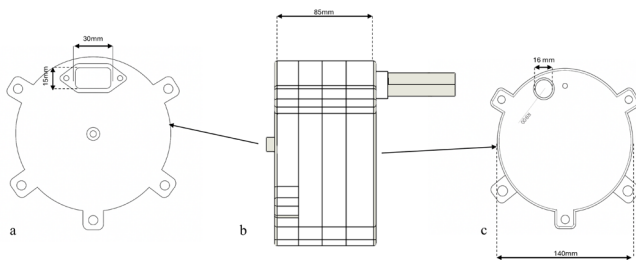


Figura 1. Geometría del silenciador: (a) vista frontal, (b) vista lateral, (c) vista posterior.

En la figura 2a se observa la geometría interna de la pieza I, en la que se igualó el área de admisión del silenciador y el área del conducto de escape. Esto es para lograr una transición más suave, un flujo continuo y una menor resistencia. Por otra parte, las piezas II y III, mostradas en la figura 2b, presentan una geometría interna en espiral que se acoplan entre sí, formando un canal de 34 mm de altura. Este canaliza los gases desde la entrada de la pieza I hasta el centro de la pieza III, donde se encuentra una salida central con un área equivalente a la entrada de la pieza I. Esta configuración facilita la continuidad del flujo en el silenciador y reduce la aparición de zonas de recirculación.

En la figura 2c se visualiza la pieza IV, cuya función es redirigir el flujo desde el centro hacia la periferia mediante un espiral que invierte la dirección de los gases. Para que finalmente, el flujo sea expulsado a la atmósfera mediante una pipeta roscada.

Características de la malla

El modelo numérico del silenciador se realizó utilizando el método del volumen finito en ANSYS Fluent. No obstante, debido a la geometría del silenciador, fue necesario realizar modificaciones en el mallado generado por Fluent Meshing. Por lo anterior, se aplicó un refinamiento local en las zonas de mayor interés, particularmente en las regiones de entrada

y salida de los gases de escape. Paralelamente, se ajustó el tamaño del elemento en áreas con gradientes de velocidad bajos, incrementando el tamaño de los elementos para optimizar los recursos computacionales sin comprometer la precisión en las zonas críticas del flujo. Adicionalmente, se implementó face meshing en los bordes internos del silenciador, lo que mejoró la definición del comportamiento del fluido cerca de las superficies sólidas.

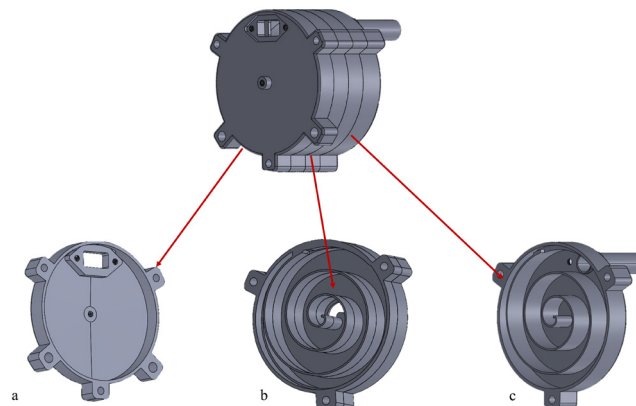


Figura 2. Geometría interna del silenciador: (a) pieza I; (b) piezas II y III; (c) pieza IV.

Como parte del proceso, se realizó un análisis de sensibilidad de malla con el objetivo de garantizar que los resultados fueran independientes del tamaño de elemento. Para ello, se generaron tres mallas con las características que se presentan en la tabla 2. Cada malla fue evaluada mediante la comparación de los vectores de velocidad obtenidos a lo largo del interior del silenciador, como se ilustra en la Figura 3. Los resultados mostraron que, si bien la malla más gruesa (figura 3a) presentó ligeras variaciones en la magnitud de la velocidad en zonas con altos gradientes, las mallas intermedia y fina revelaron perfiles prácticamente coincidentes. Esta estabilidad en los resultados confirma que la solución numérica se vuelve independiente de la malla a partir de la segunda configuración, lo que permitió seleccionar un mallado óptimo que equilibrara precisión y costo computacional.

Tabla 2. Características de la malla

Parámetros	Malla 1	Malla 2	Malla3
Número de elementos	117120	192456	767971
Numero de nodos	24862	40621	155228
Índice de crecimiento	1.2	1.2	1.2
Ortogonalidad mínima	0.909	0.128	0.168

A partir del análisis de sensibilidad de malla realizado, se determinó que la segunda malla era la adecuada para el estudio. Esto se debió a que las diferencias observadas en los vectores de velocidad entre la malla dos y la malla tres fueron mínimas, lo que indicó que un aumento adicional en la densidad de elementos no generaba mejoras significativas en las variables evaluadas. En consecuencia, la malla dos representó el mejor equilibrio entre la precisión numérica y el costo computacional. La malla seleccionada se muestra en la figura 4; en la

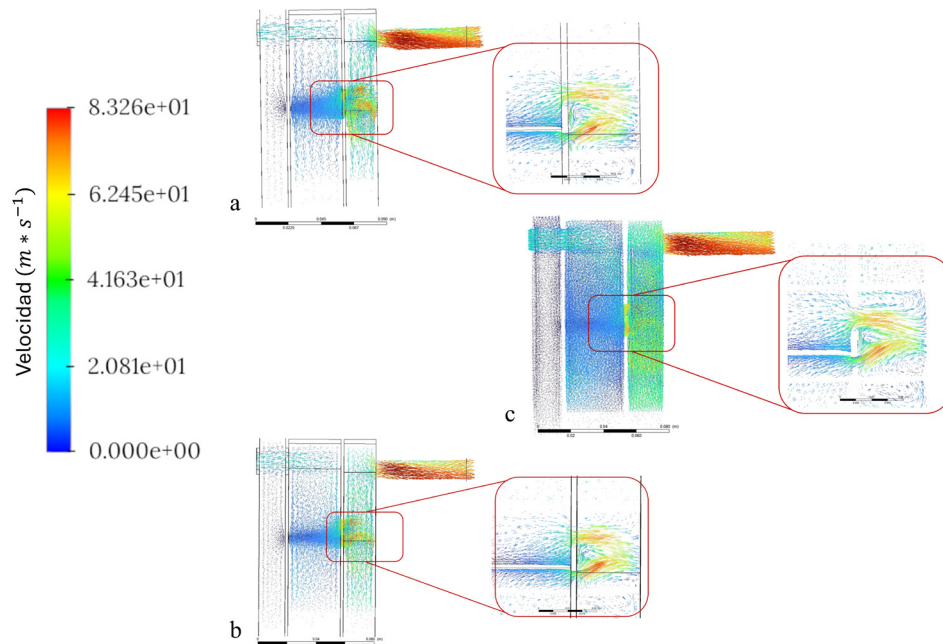


Figura 3. Comparación de perfiles de vectores de velocidad: (a) malla 1; (b) malla 2; (c) malla 3.

figura 4a se muestra la discretización del contorno exterior del silenciador, mientras que en la figura 4b se presenta el refinamiento aplicado en la zona de entrada del flujo. La calidad global de la malla es del 80%, valor suficiente para garantizar estabilidad numérica y confiabilidad en la solución.

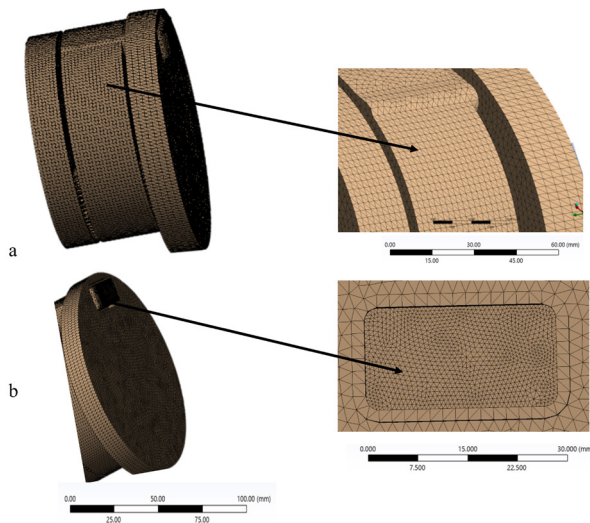


Figura 4. Mallado del volumen del fluido en el silenciador: (a) aplicación de un face meshing (b) refinamiento en la entrada del silenciador.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \left(\frac{\varepsilon^3}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \right) + C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (2)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

Modelo de turbulencia

Para modelar la turbulencia se utilizó el modelo $k-\varepsilon$ realizable, propuesto por Shih *et al.* [12] que constituye una variante mejorada del modelo $k-\varepsilon$ estándar. En este modelo se modifica la ecuación de transporte de la disipación turbulenta (ε) y se redefine el coeficiente C_μ , permitiendo que este dependa dinámicamente de las propiedades del flujo [13]. Estas mejoras garantizan que las tensiones de Reynolds cumplan con las restricciones matemáticas de la mecánica de fluidos, lo que proporciona una mayor precisión en la predicción de flujos con fuertes gradientes de presión, separación de la capa límite y rotación, condiciones típicas en el interior de los silenciadores. Este modelo se representa por las siguientes ecuaciones: la ecuación (1) se utiliza para calcular la energía cinética turbulenta, la ecuación (2) representa la tasa de disipación de la turbulencia (ε), y la ecuación (3) representa la forma de calcular la viscosidad turbulenta, considerando que C_μ depende de las propiedades de flujo.

Para la simulación numérica del silenciador, este modelo resulta especialmente útil debido a que el flujo presenta cambios bruscos de dirección, zonas de estancamiento

y remolinos generados por la geometría de las cámaras y los conductos. Las condiciones de frontera utilizadas en el modelo numérico fueron la velocidad y la presión; estas se muestran en la tabla 3. Es importante señalar que las condiciones de frontera se obtuvieron a partir de la experimentación realizada por Reyes Anastacio [14].

Tabla 3 Condiciones de frontera

Parámetros	Valores
Superficie de admisión de los gases	295 mm ²
Superficie salida de los gases	201 mm ²
Densidad del fluido	1.19 (kg/m ³)
Velocidad de entrada del fluido	25 (m/s)

Resultado del modelo numérico

Los resultados del modelo numérico se muestran en cuatro planos paralelos al plano xz del silenciador y se presentan en la figura 5.

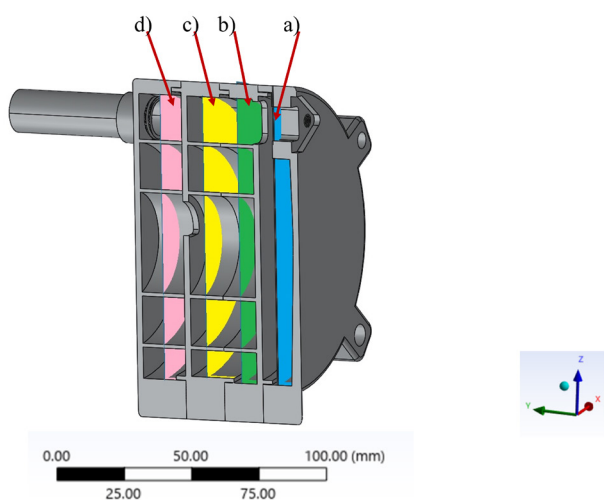


Figura 5. Vista de los planos xz del silenciador: (a) plano 1; (b) plano 2; (c) plano 3; (d) plano 4.

La tabla 4 describe la localización de los planos en el eje (y) respecto al origen, ubicado en el centro de la pieza I.

Tabla 4. Localización de los planos en el eje (y) respecto al origen

Plano	Distancias del origen (mm)
a	12
b	32
c	52
d	72

Perfiles de velocidad

En la figura 6 se presentan cuatro planos transversales junto con la salida del silenciador durante el ciclo de escape del motor. En la figura 6a se observa que, en la entrada del silenciador, la velocidad es de 25 m/s, valor que concuerda con la condición de entrada definida en la simulación. A su vez, se muestra una zona con velocidad nula (0 m/s) debido a la ausencia de canales internos que permitan la circulación del

flujo. En la figura 6b se observan regiones de velocidad que oscilan entre 22 y 30 m/s y, a su vez, se evidencian regiones donde la magnitud de la velocidad se reduce a valores cercanos a cero. No obstante, la geometría en espiral favorece una circulación más uniforme, lo que facilita el transporte del flujo a lo largo de la pieza. La figura 6c muestra que los rangos de velocidad presentan un comportamiento similar al de la figura 6b. Sin embargo, el comportamiento difiere debido a la ampliación del área de la espiral y a la turbulencia generada en su interior, lo que produce variaciones de velocidad y fenómenos de vorticidad asociados al redireccionamiento del flujo.

La figura 6d muestra un caso particular en la pieza IV, en el que el fluido es redirigido desde el centro hacia el exterior de la espiral. En esta región, las velocidades oscilan entre 30 y 37 m/s, con el valor máximo mantenido a lo largo del trayecto hasta la salida del silenciador. En las proximidades de la corriente principal se observa un flujo secundario con una velocidad de 30 m/s; este fenómeno se atribuye al cambio de dirección generado por la geometría de la pieza IV. En la figura 6e se presentan las velocidades registradas en la salida del silenciador, que corresponde al punto donde se alcanza la mayor magnitud de la velocidad del fluido. Este incremento se debe a la reducción del área por la que se obliga al flujo a circular. Como resultado de esta reducción, se observa que la velocidad máxima del fluido es de 83 m/s y se localiza en el centro de la pipeta de escape. Alrededor de esta velocidad máxima, se forman capas de velocidades variables, tal como se muestra en la figura 6e.

Perfiles de presión

En la figura 7 se presentan cuatro planos transversales del silenciador. En la figura 7a se muestra la presión ejercida por el flujo en la pieza I del silenciador y se observa que alcanza un valor máximo de 7.47 kPa, lo que es la presión más alta del sistema. En la figura 7b la presión presenta ligeras variaciones, llegando a descender hasta 6 kPa como consecuencia de los choques del flujo en el interior de la geometría. De manera similar, en la figura 7c las magnitudes de presión son similares al segundo plano transversal, aunque las fluctuaciones de presión se distribuyen en distintas zonas de la espiral debido al redireccionamiento del flujo.

Finalmente, en la figura 7d se visualizan presiones con valores nominales de 4.54 kPa y 3.81 kPa, que reflejan la división del flujo en dos corrientes. Estas variaciones de presión a lo largo del silenciador se atribuyen principalmente al cambio de dirección del flujo, ya que la corriente principal mantiene una mayor presión porque sigue un camino directo, mientras que la otra sufre pérdidas adicionales por efecto de la turbulencia y los choques con las paredes, reduciendo así la presión.

Esta caída de presión asociada a estos fenómenos está directamente ligada a mecanismos de disipación de energía acústica, tales como la fricción viscosa, turbulencia y separación

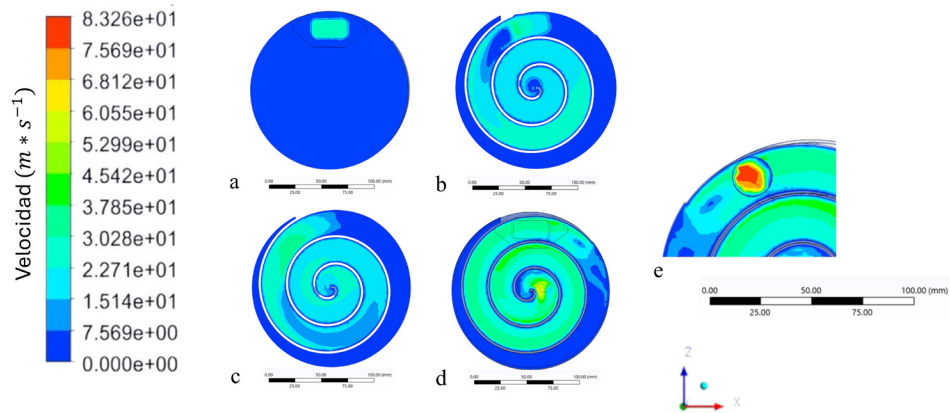


Figura 6. Perfiles de velocidad del fluido en los planos transversales: (a) plano 1; (b) plano 2; (c) plano 3; (d) plano 4; (e) salida del silenciador.

del flujo. En un silenciador, estos procesos transforman parte de la energía de la onda de presión en calor, reduciendo así la amplitud de las fluctuaciones acústicas que se propagan hacia el exterior. Por lo tanto, la disminución de la presión observada constituye un indicador de que el modelo CFD está capturando adecuadamente los mecanismos físicos que contribuyen a la atenuación acústica, aspecto fundamental para el desempeño del dispositivo. Además de que en el modelo numérico se identificó una disminución progresiva de la presión conforme el flujo avanzaba por la geometría en espiral, lo cual indica que el silenciador es capaz de disipar parte de la energía del flujo antes de llegar a la salida por lo que se concluye, que existe una reducción efectiva de la presión de salida respecto a la presión de entrada.

Pruebas experimentales.

La experimentación se realizó en las instalaciones de la Universidad Veracruzana en el laboratorio de termofluidos. Las pruebas consistieron en inducir un flujo de aire durante intervalos de 15 segundos, bajo las condiciones de frontera empleadas en el análisis numérico. La presión se registró mediante un manómetro de presión diferencial. Este se colocó en cuatro puntos distintos del silenciador y se muestra en la figura 8. Dichos puntos se ubicaron de acuerdo con los planos transversales definidos en la simulación numérica, a fin de garantizar la comparación entre los resultados experimentales y numéricos.

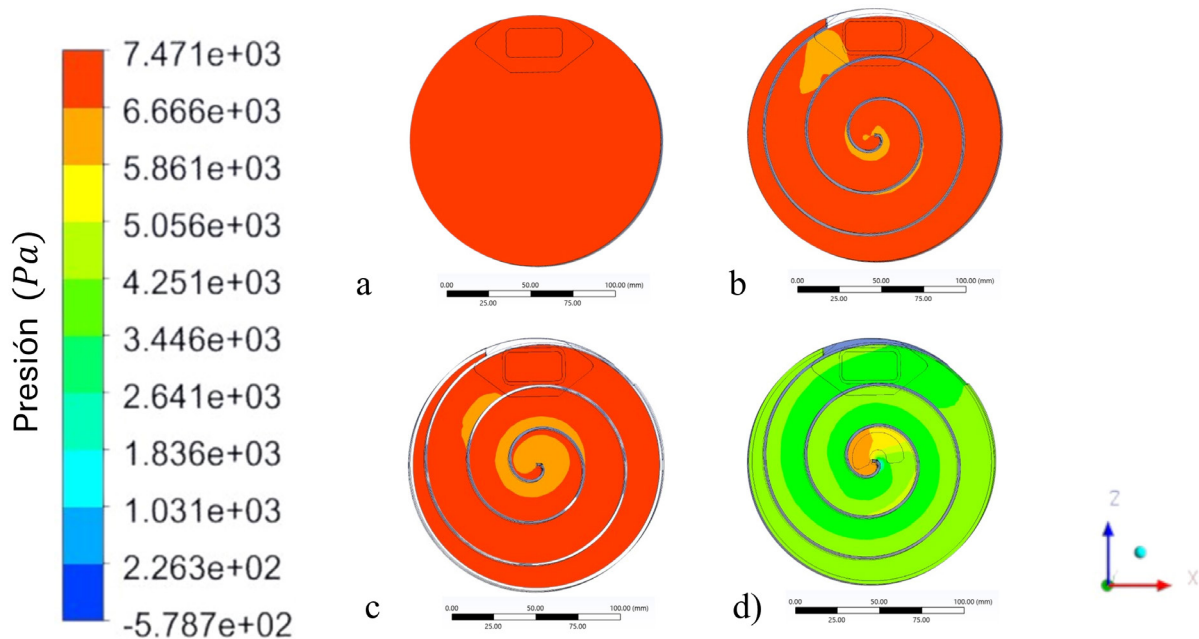


Figura 7. Perfiles de presión del fluido en los planos transversales: (a) plano 1; (b) plano 2; (c) plano 3; (d) plano 4.

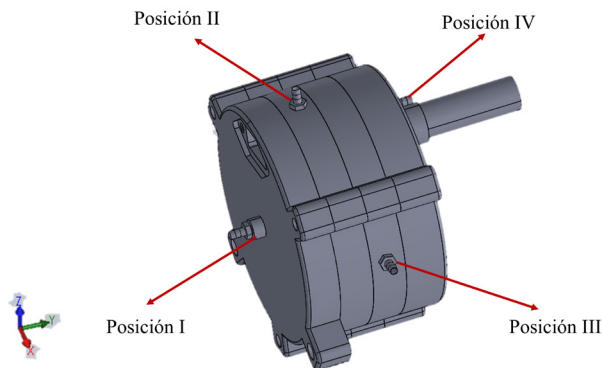


Figura 8. Posicionamiento del manómetro durante la experimentación.

La figura 9 muestra los resultados de las pruebas experimentales en las cuatro posiciones del manómetro. La posición I registró un valor de 7.21 kPa, seguida por la posición II, con 7.28 kPa. La posición III alcanzó la presión más alta (7.60 kPa), mientras que la posición IV presentó la menor (5.04 kPa). Estos resultados confirman la tendencia de disminución de la presión a lo largo del recorrido del flujo en el silenciador.

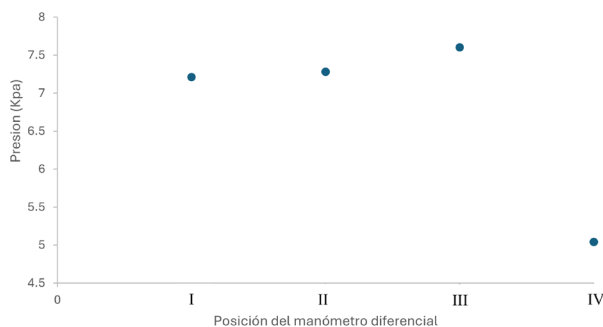


Figura 9. Presiones medidas durante las pruebas experimentales

En la figura 10 se muestra la comparación entre los resultados de la simulación numérica y las mediciones obtenidas durante la experimentación. Se observa que las presiones obtenidas en el modelo numérico presentan un comportamiento similar al observado en la experimentación, con una incertidumbre inferior al 5%. No obstante, se identificó una diferencia relevante: mientras que en la simulación el punto de mayor presión se localizó en la entrada, en la experimentación este máximo se registró en la pieza III del silenciador.

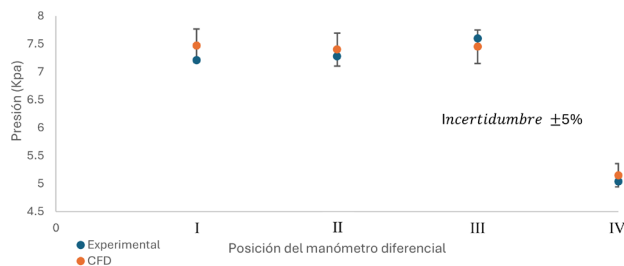


Figura 10. Presiones obtenidas en el modelo numérico y pruebas experimentales

Conclusiones

En la presente investigación se propuso una nueva geometría en forma de espiral con el objetivo de reducir el peso en el UAV y el volumen. En los resultados obtenidos se concluye lo siguiente:

- El análisis numérico con el modelo k- ϵ realizable mostró una adecuada correspondencia con los resultados experimentales, con una incertidumbre inferior al 5%. Con esto se confirma que este modelo numérico es viable para las geometrías en espiral, ya que predice flujos con fuertes gradientes de presión, separación de capa límite y rotación, condiciones típicas de este tipo de configuración geométrica.
- La geometría en espiral implementada en las piezas II y III favoreció la continuidad del flujo y redujo la formación de zonas de recirculación debido a que la geometría favorece el libre paso del fluido sin presentarse obstrucciones.
- La presión máxima observada experimentalmente se localizó en la pieza III, lo que confirma la influencia de la geometría en espiral en la redistribución de las presiones.
- Los resultados sientan las bases para estudios futuros orientados a optimizar simultáneamente la atenuación acústica y el desempeño del motor en UAVs.

Referencias

- [1] P. Ni, Z. Dong, X. Wang, X. Li, X. Zhang, y J. Zhang, «A comprehensive review of emission characteristics and mitigation strategies for non-road small spark-ignition engines», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 218, p. 115833, ago. 2025, doi: 10.1016/j.rser.2025.115833.
- [2] T. D. Chountalas, M. Founti, y I. Tsalavoutas, «Evaluation of biofuel effect on performance & emissions of a 2-stroke marine diesel engine using on-board measurements», *Energy*, vol. 278, p. 127845, sep. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.127845.
- [3] S. Chivate, P. Hujare, R. Askhedkar, D. Hujare, y S. Chinchani, «A review on acoustic performance analysis of reactive muffler», *Mater. Today Proc.*, vol. 63, pp. 613-622, 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2022.04.262.
- [4] S. Sedighi, D. Kalantari, J. Rédl, M. Kaveh, M. Szymanek, y A. Dziwulska-Hunek, «The effect of muffler design on reducing the noise pollution of a small two-stroke engine», *Results Eng.*, vol. 23, p. 102814, sep. 2024, doi: 10.1016/j.rineng.2024.102814.

- [5] J. Fu, M. Xu, W. Zheng, Z. Zhang, y Y. He, «Effects of structural parameters on transmission loss of diesel engine muffler and analysis of prominent structural parameters», *Appl. Acoust.*, vol. 173, p. 107686, feb. 2021, doi: 10.1016/j.apacoust.2020.107686.
- [6] D. D. Zhu y Z. L. Ji, «Transmission loss prediction of reactive silencers using 3-D time-domain CFD approach and plane wave decomposition technique», *Appl. Acoust.*, vol. 112, pp. 25-31, nov. 2016, doi: 10.1016/j.apacoust.2016.05.004.
- [7] A. Elsayed, C. Bastien, S. Jones, J. Christensen, H. Medina, y H. Kassem, «Investigation of baffle configuration effect on the performance of exhaust mufflers», *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 10, pp. 86-94, sep. 2017, doi: 10.1016/j.csite.2017.03.006.
- [8] C. P. Ariara Guhan, G. Arthanareeswaran, K. N. Varadarajan, y S. Krishnan, «Exhaust System Muffler Volume Optimization of Light Commercial Vehicle Using CFD Simulation», *Mater. Today Proc.*, vol. 5, pp. 8471-8479, 2018.
- [9] N. Kumar, V. K. Tewari, y S. Kumar, «Development of combined resistance muffler for reduced noise of farm tractor», *Mater. Today Proc.*, vol. 66, pp. 3756-3761, 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2022.06.008.
- [10] I. Kang y S. Yang, «The Effect of Back Pressure Change on Exhaust Emissions According to the Confluence Geometry of a Dual Exhaust System in Idling», *Appl. Sci.*, vol. 12, n.o 4, p. 1855, feb. 2022, doi: 10.3390/app12041855.
- [11] U. Kalita y M. Singh, «Optimization of a reactive muffler used in four-cylinder petrol engine into hybrid muffler by using CFD analysis», *Mater. Today Proc.*, vol. 50, pp. 1936-1945, 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2021.09.319.
- [12] T. Hsin Shih, W. Wei Liou, A. Shabbir, Z. Yang, y J. Zhu, «A realizable two-equation algebraic stress model for turbulent flows», NASA, 1995.
- [13] I. Ansys, *ANSYS Fluent Theory Guide*. Canonsburg, PA (cede de ANSYS: Ansys Inc, 2016.
- [14] C. F. Reyes Anastacio, «Reingeniería del sistema de admisión de mezcla para aumentar la eficiencia de un MCIA de dos tiempos.», Tesis de licenciatura, Universidad Veracruzana, Boca del rio Ver., 2021.