

Análisis del caudal en un disco de freno automotriz con álabes de ventilación tipo NACA 66-209, utilizando velocimetría por imágenes de partículas

Analysis of the flow on an automotive brake disc with NACA 66-209 type ventilation alabs, using particle image velocimetry

Ricardo García-León¹
Jesús Rivera-López²
Abner Quintero-Orozco³
Guadalupe Gutiérrez-Paredes⁴

¹Universidad Francisco de Paula Santander, Ocaña (Colombia); Instituto Politécnico Nacional (México); correo: ragarcial@ufpsa.edu.co

²Instituto Politécnico Nacional (México); correo: eduardo_rivera@hotmail.com

³Universidad Francisco de Paula Santander, Ocaña (Colombia); Instituto Politécnico Nacional (México); correo: aquintero@ufpsa.edu.co

⁴Instituto Politécnico Nacional (México); correo: ggutierrez@ipn.mx

Recibido: 06-09-2018 Aceptado: 22-02-2019

Cómo citar:

García-León, Ricardo; Rivera-López, Jesús; Quintero-Orozco, Abner; Gutiérrez-Paredes, Guadalupe (2019). Análisis del caudal en un disco de freno automotriz con álabes de ventilación tipo NACA 66-209, utilizando velocimetría por imágenes de partículas. *Informador Técnico*, 83(1), 6-18.
doi: <https://doi.org/10.23850/22565035.1785>

Resumen

El sistema de frenos de un automóvil debe satisfacer un conjunto complejo de requerimientos importantes, tales como la seguridad vial, la cual se basa en función del arreglo geométrico y el tipo de material. El objetivo de este trabajo es proponer un nuevo arreglo geométrico para la optimización del flujo de aire en un disco de freno automotriz, teniendo en cuenta pilares de ventilación fundamentados en perfiles aerodinámicos tipo NACA 66-209. Para sustentar esta propuesta de diseño, se llevó a cabo la construcción de un prototipo a escala 1:1 por medio de manufactura aditiva y al igual que el diseño de una instalación que permite el montaje del disco para medir el campo de velocidades generado en la zona de succión y descarga mediante el uso de la Velocimetría por Imágenes de Partícula (VIP). La validación del arreglo geométrico se efectuó bajo cinco (5) condiciones de velocidad angular: 541, 641, 741, 841 y 941 rpm. Los resultados obtenidos muestran la optimización de la velocidad del aire en la zona de descarga de 0,1151 y 0,2317 m/s a 35 rpm por evidenciar la importancia de diseños experimentales con los cuales se pueda mejorar la geometría de los frenos de disco, autoventilados y de esta manera garantizar la eficiencia y seguridad del sistema.

Palabras clave: velocimetría por imágenes de partículas; disco de freno; NACA; velocidad; geometría; automotriz; análisis de caudal; NACA 66-209; álabes de ventilación.

Abstract

The automotive braking system must meet a complex set of requirements, among which safety is the most important, which is based on the function of the geometric arrangement and the type of material. The objective of this work is to propose a new geometric arrangement for the optimization of the air flow in an automotive brake disc, considering ventilation pillars founded on aerodynamic profiles type NACA 66-209. To support this design proposal, a 1: 1 scale prototype was made by means of additive manufacturing and an installation was also designed, which allows the assembly of the disk to measure

the velocity field generated in the suction and discharge zone through the use of the Velocimetry by Particle Images (VPI). Validation of the geometric arrangement was performed under five (5) angular velocity conditions: 541, 641, 741, 841 and 941 rpm. The results obtained from the optimization of air velocity in the discharge zone of 0.1151 and 0.2317 m/s at 35 rpm. The results show the importance of experimental designs with which the geometry of self-ventilated disc brakes can be improved, thus guaranteeing the efficiency and safety of the system.

Keywords: particle image velocity; disc brakes; NACA; velocity; geometry; automotive; air flow analysis; NACA 66-209; Fan blades.

Introducción

El sistema de frenos es sin duda el componente más importante para la seguridad vial del automóvil, pues de éste depende la detención total o parcial del vehículo y, en consecuencia, la integridad de sus pasajeros. Generalmente, el 70 % de la energía cinética producida en el movimiento es absorbida por el freno de disco delantero y el restante 30 % por el freno trasero, que suele ser de tambor. Durante las repeticiones en el proceso de frenado, la energía cinética se transforma en energía térmica, debido a la fricción generada entre la pista de frenado y la pastilla donde se alcanzan temperaturas de hasta 900 °C según, Talati y Jalallifar (2018), el 90 % del calor es distribuido y absorbido por el freno de disco y el restante 10 % por la pastilla.

El principio de funcionamiento de estos sistemas se basa en la fricción para detener el movimiento del vehículo, con la presión hidráulica que empuja las pastillas de freno contra el disco de fundición gris nodular (García-León; Acosta-Pérez; Flórez-Solano, 2015). Como consecuencia de este fenómeno, se genera un calor considerablemente alto durante el frenado debido a la absorción de la energía cinética, aumentando la temperatura por fricción. Este calor se disipa rápidamente con el medio ambiente (aire circundante) por medio del fenómeno de convección, el cual se define como la transferencia de calor que se produce entre masas a diferente temperatura (García-León *et al.*, 2015). Es importante mencionar que los factores ambientales también cumplen un papel importante para que la etapa de transferencia de calor se produzca. Además, cuando la temperatura alcanza valores elevados se da el fenómeno de transferencia de calor por radiación, que también ayuda a disipar la energía en forma de calor almacenada en el disco (García-León *et al.*, 2015; Hirasawa; Kawanami; Shirai, 2014; Porta; Echeverría; Cardoso; Stern, 2016).

El mantenimiento de los frenos de disco es más económico en comparación a los frenos de tambor, por ello, las características geométricas de los discos dependen de la capacidad de carga y funcionamiento, lo cual es un factor importante en la fase de diseño inicial. En la mayoría de los casos, los diseños deben evitar el sobrecalentamiento que surge entre el freno y la pastilla por el efecto de la fricción, teniendo en cuenta, además, las propiedades físicas, mecánicas y químicas de los materiales utilizados en el sistema de frenado (Bocii, 2011; García-León; Pérez-Rojas, 2016). En la etapa de diseño de frenos de disco ventilados, es muy importante analizar el comportamiento de los termo-fluidos asociados (aire circundante), en donde se puedan observar las características y operación de los fluidos sobre la superficie del disco, garantizando siempre la efectividad del proceso de frenado y de disipación de calor por la superficie y los canales de ventilación (Yan; Feng; Yang; Lu, 2015; García-León; Flórez-Solano, 2017; García-León; Flórez-Solano; Acevedo-Peñaloza, 2018).

El calor de disipación térmica y el rendimiento de los frenos de discos ventilados dependen en gran medida de las características aerodinámicas del flujo de aire, a través de los canales de ventilación y las configuraciones de geometría del freno disco, los cuales se comprueban mediante la implementación de un software de diseño CAD, que incluya la biblioteca de la Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD, por sus siglas en inglés) (Chi; He; Naterer, 2009; Ho; Athavale; Forry; Hendricks; Steinetz; García-León, 2017).

En una investigación realizada por Jiménez-García *et al.* (2015), se propone un nuevo arreglo geométrico para la optimización del flujo de aire en un disco de freno automotriz. En esta propuesta, se utilizaron pilares de ventilación tipo NACA (4418 y 66-219), con la finalidad de realizar el análisis por velocímetro de partículas y, de esta manera, optimizar las condiciones de succión (Rivera López; Arciniega Martínez; Gutiérrez Paredes, 2018; García-León; Echavez-Díaz; Flórez-Solano, 2018).

Teniendo en cuenta lo anterior, en la presente investigación se estudió el comportamiento de las partículas de aire en un freno de disco automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209 a través de Velocimetría por Imágenes de Partícula (VIP), evaluando los comportamientos y condiciones de los elementos, con la finalidad de optimizar los sistemas que incurran en cualquier área de la ingeniería (Senatore; Wulfmeier; Vlahinić; Andrade; Iagnemma, 2013; Hu; Tomg; Liu, 2007; Huang; Hwung; Hsiao; Chang, 2010; Echavez-Díaz; Quintero-Orozco, 2017).

Materiales y métodos

Para realizar una propuesta geométrica con canales de ventilación tipo NACA 66-209, se debe tener en cuenta el borde de entrada, es decir, el ángulo de ataque β_1 puede ser modificado para que permita el flujo del volumen de aire máximo necesario para evitar que el disco se sobrecaliente, como se muestra en la Figura 1, en donde se inició con un valor de $\beta_1=63^\circ$ debido al número de álabes que harían parte de la geometría del freno de disco. Asimismo, se presenta de forma general el procedimiento del trazo geométrico de la curvatura de un impulsor centrífugo radial, teniendo en cuenta el método del triángulo de error de Kaplan, el cual considera el total desarrollo del pilar de ventilación en toda su longitud, ángulos y espesores, con la finalidad de establecer las consideraciones matemáticas del flujo circundante en el disco de freno. La curvatura obtenida es utilizada como guía para la ubicación de los álabes dentro del disco de freno ventilado, como se indica en la Figura 2 con un número mayor de álabes y un valor de $\beta_1=59,3^\circ$ y, de esta manera, obtener una geometría adecuada para este tipo de frenos.

Para realizar un estudio geométrico más detallado sobre la cantidad de álabes que deben ser puestos en las curvas guía del disco, se realizaron tres propuestas con tres diferentes densidades de álabes, debido a que no se cuenta con una norma estandarizada sobre la cantidad adecuada de álabes en el interior de un disco. Teniendo en cuenta lo anterior, se realizaron experimentos numéricos con la propuesta de tres densidades de álabes de 10, 15 y 20 álabes como se muestra en la Figura 3.

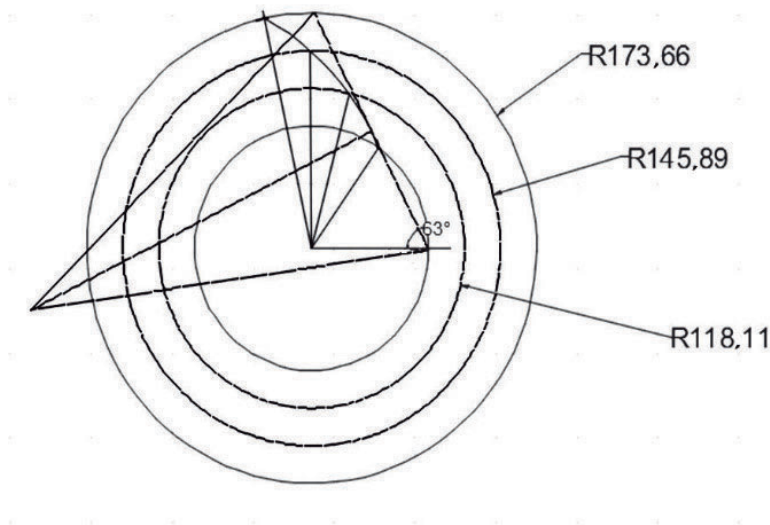


Figura 1. Procedimiento geométrico para el trazo de curvatura
Fuente: elaboración propia

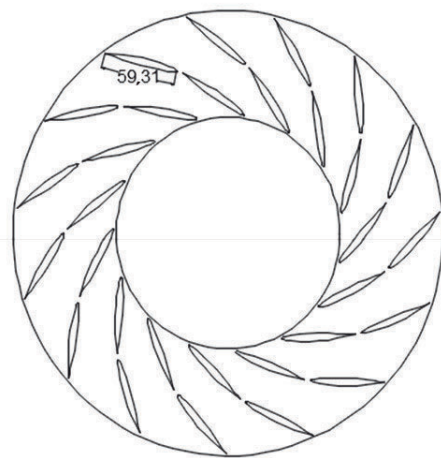


Figura 2. Ejemplo de colocación de los perfiles
Fuente: elaboración propia

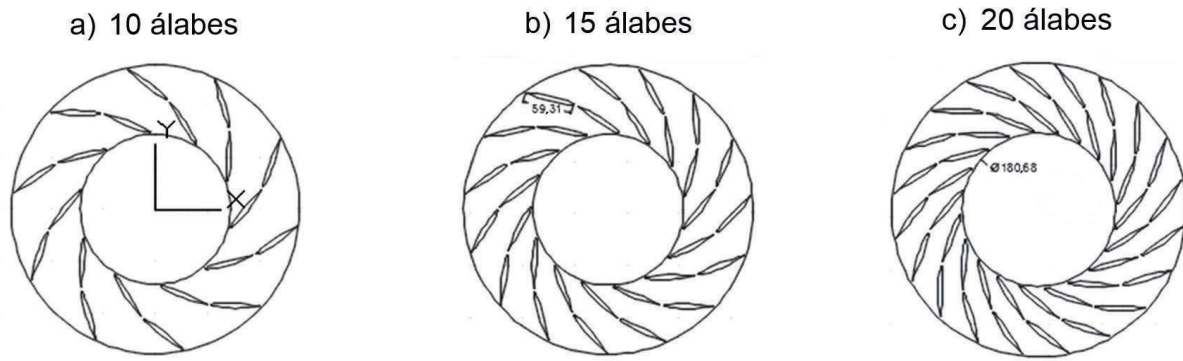


Figura 3. Diseño para diferentes configuraciones
a) 10 álabes. b) 15 álabes y c) 20 álabes
Fuente: Elaboración propia

A través del análisis realizado en ANSYS se obtuvieron las Tablas 1, 2 y 3, las cuales expresan la velocidad tangencial del flujo de aire circulando por el disco en función de la velocidad angular para cada número de alabes.

Tabla 1.
Velocidad tangencial (m/s)

No. Álabes	541 rpm	641 rpm	741 rpm	841 rpm	941 rpm
10	5,2373	7,2849	8,4055	9,7725	10,7309
15	5,8038	7,2182	9,1452	9,7071	11,6690
20	6,8575	7,3590	9,4147	10,4296	11,3071

Fuente: elaboración propia

Tabla 2.
Cambio de presión (Pa)

No. Álabes	541 rpm	641 rpm	741 rpm	841 rpm	941 rpm
10	93,5014	124,1076	146,1193	175,2459	201,1593
15	95,3727	124,8873	155,0286	177,2354	215,8230
20	110,4992	119,3752	157,0354	185,3101	209,8072

Fuente: elaboración propia

Tabla 3.
Flujo másico (kg/s)

No. Álabes	541 rpm	641 rpm	741 rpm	841 rpm	941 rpm
10	4,2018	3,6156	4,2018	4,5196	5,2844
15	4,2019	3,5879	4,2019	4,5196	5,2866
20	3,0594	4,3110	4,2019	4,5196	5,2845

Fuente: elaboración propia

Con los resultados obtenidos y la ecuación de Euler para las turbomáquinas, se calculó el término $\rho (U_2 V_{t2})$, donde U_2 es la componente tangencial de la velocidad a la salida de las pistas del disco y V_{t2} es la velocidad absoluta de la partícula en el mismo punto, la densidad del aire es $\rho=1,20 \text{ kg/m}^3$ y la velocidad $U=2\pi NR_D/60$, donde "N" son las revoluciones por minuto del disco y " R_D " es el radio de descarga del disco de freno. Asimismo, con los resultados de cambio de presión ΔP (ver Tabla 2) se procedió a calcular la eficiencia aerodinámica " ψ " para los tres diseños propuestos, utilizando la siguiente ecuación 1:

En la Figura 4 se muestra la variación de los resultados en función del flujo másico (ver Tabla 3) y la eficiencia aerodinámica:

$$\psi = \frac{\rho U_2 V_{t2}}{\Delta P} \quad (1)$$

Como se observa en la Figura 4, la eficiencia aerodinámica depende de los incrementos del flujo másico, los cuales se puede obtener con la siguiente ecuación 2:

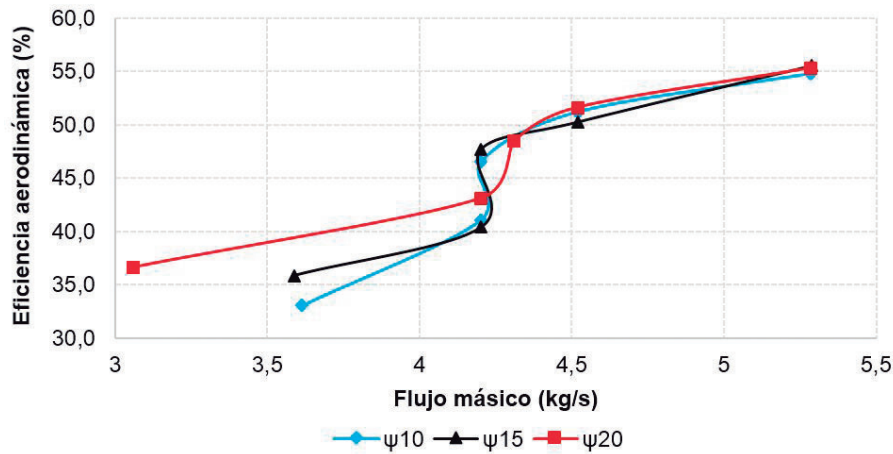


Figura 4. Variación de la eficiencia aerodinámica de los tres diseños propuestos
Fuente: elaboración propia

Por otra parte, como “ ψ ” es para $N = 541$ rpm, la densidad de álabes igual a 20 tiene un valor de $\psi_{20} = 36,66$ %, esto representa una diferencia de $\psi_{20} - \psi_{15} = 0,74$ % y $\psi_{20} - \psi_{10} = 3,6$ % mayor respecto a las otras dos propuestas de diseño.

$$\psi = \psi \dot{m} \quad (2)$$

Sin embargo, para esta misma velocidad de rotación, se tiene un flujo másico ($\dot{m}_{20}=3,06$ kg/s)) menor comparado con las densidades de 10 ($\dot{m}_{10}=3,61$ kg/s) y 15 álabes ($\dot{m}_{15}=3,06$ kg/s). De tal manera, se considera la existencia de efectos de bloqueo o estrangulación del flujo visible para el disco con 20 álabes a velocidades de rotación baja (Rivera-López *et al.*, 2018).

Finalmente, se concluye que el disco con densidad de 15 álabes es la mejor opción de diseño, debido a que no tiene efectos de bloqueo a bajas velocidades y, además, la aerodinámica presenta energéticamente un mejor comportamiento respecto a las otras dos propuestas.

Resultados

Se seleccionó un diseño óptimo del frenado de disco con pilares de ventilación tipo NACA 66-209, en donde posteriormente se realizó el análisis experimental de Velocimetría por Imágenes de Partículas (VIP), llevando a cabo las siguientes actividades para el diseño geométrico del disco de freno:

Corte del disco por medio de grabadora y cortador láser

Para la manufactura del disco diseñado en Solidworks, fue necesario adquirir una lámina de acrílico de espesor de 3 mm. Asimismo, el uso de una grabadora y un cortador láser, donde se cortó el disco como se muestra en la Figura 5.

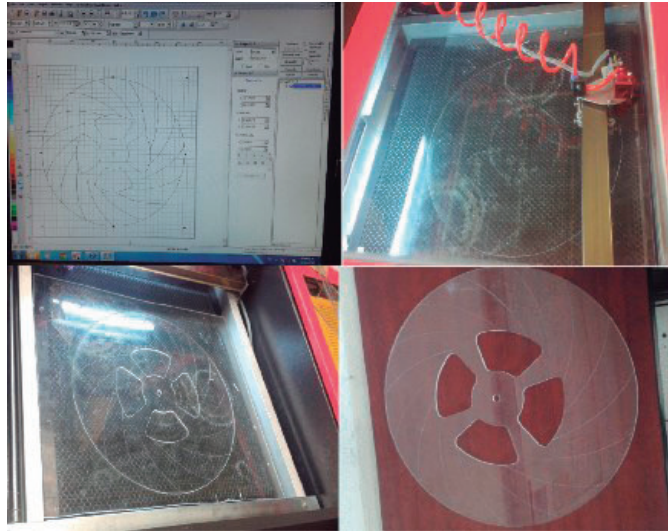


Figura 5. Corte del disco
Fuente: elaboración propia

Fabricación de pilares en impresora 3D

Luego de tener la base y la tapa del freno de disco para las pruebas en agua, se procedió a fabricar los pilares de ventilación tipo NACA 66-209, que fue de material ABS, por medio de impresión 3D, como se muestra en la siguiente Figura 6.



Figura 6. Impresión de álabes
Fuente: elaboración propia

Ensamble del disco de freno

Luego de tener la base, la tapa y los pilares de ventilación tipo NACA 66-209, se fijaron los componentes, que fueron ajustados con un eje roscado de 3/8" como se muestra en la Figura 7 (a). Como se mencionó anteriormente, el disco fue corregido con la finalidad de evitar turbulencias en la zona de succión, quedando finalmente como lo muestra la Figura 7 (b).



Figura 7. Discos ensamblados
a) Disco ensamblado. b) Disco ensamblado corregido
Fuente: elaboración propia

Evaluación fluido-dinámica del campo de velocidades en la succión y descarga del disco de freno por medio de VIP (Velocimetría por Imágenes de Partículas)

En esta fase se llevaron a cabo las pruebas de velocidad para el diseño geométrico del disco de freno propuesto y se analizaron las imágenes obtenidas. Para el análisis se utilizaron: 1) una pecera de 1,50 m de largo, 1,50 m de ancho y 0,60 m de alto; 2) un taladro donde se ajustó el disco de freno diseñado - las revoluciones del taladro se controlaron por medio de un variador de voltaje, dichas revoluciones se midieron usando un tacómetro y el taladro se ajustó utilizando un soporte de madera en el centro de la pecera 3) una cámara rápida Red Lake Motion Xtra Modelo HG-100K; 4) el software Motion Central que se utilizó para visualizar las grabaciones y 5) dos lámparas reflectoras de 2000 W para dar mayor iluminación a las pruebas y semillas de mostaza que representan las partículas moviéndose en el agua. Teniendo en cuenta lo anterior, se llevó a cabo el siguiente procedimiento experimental:

Grabación con cámara rápida Red Lake Motion Xtra Modelo HG-100K. En la configuración de la cámara rápida se usó el software Motion Central para apuntar a los álabes, tener buena visibilidad, ajustar el zoom, la resolución y el enfoque necesario para que se pudieran visualizar las partículas con claridad. La configuración del programa para la grabación fue establecida de la siguiente manera:

Modo: normal

Resolución: 1024x768

Exposición: normal

Longitud de sección: 5000

Rango: 60 fotogramas por segundo (FPS)

Procesamiento de imágenes por medio del programa Motion Central y seguimiento de la partícula en ImageJ. El análisis se realizó usando el agua como fluido de operación para facilitar el seguimiento de las partículas en su paso por el interior del disco y de esta forma observar su comportamiento desde que entran a la zona de succión hasta la salida. Para esto

fue necesario hacer una equivalencia entre las características del agua y del aire, debido a que este último pertenece a las condiciones reales a las que se va a operar el disco. Lo anterior se realizó con el fin de encontrar una equivalencia entre las velocidades del disco en aire y las que se usaron en la prueba del disco en agua suponiendo que el Número de Reynolds para ambos casos (agua y aire) debe ser el mismo, por lo que se utilizaron las siguientes ecuaciones 3 y 4:

$$Re_{\text{agua}} = \frac{V_{\text{agua}} * \rho_{\text{agua}}}{\mu_{\text{agua}}} \quad (3)$$

$$Re_{\text{aire}} = \frac{V_{\text{aire}} * \rho_{\text{aire}}}{\mu_{\text{aire}}} \quad (4)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

V = Velocidad de rotación del disco (rpm)

ρ = Densidad (kg/m³)

μ = Viscosidad dinámica

Al igualar las ecuaciones 3 y 4, se despeja la variable V_{agua} obteniendo la ecuación 5:

$$\begin{aligned} \frac{V_{\text{agua}} * \rho_{\text{agua}}}{\mu_{\text{agua}}} &= \frac{V_{\text{aire}} * \rho_{\text{aire}}}{\mu_{\text{aire}}} \\ V_{\text{agua}} &= \frac{(V_{\text{aire}})(\rho_{\text{aire}})(\mu_{\text{agua}})}{\rho_{\text{agua}} \mu_{\text{aire}}} \\ V_{\text{agua}} &= \frac{\rho_{\text{aire}}}{\rho_{\text{agua}}} \frac{\mu_{\text{agua}}}{\mu_{\text{aire}}} * V_{\text{aire}} \quad (5) \end{aligned}$$

Los datos para las condiciones de aire y agua son extraídos de Cengel (2007), a una temperatura ambiente de 22 °C.

$$\rho_{\text{aire}} = 1.196 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{\text{aire}} = 1,82 \times 10^{-5} \text{ Pa/s}$$

$$\rho_{\text{agua}} = 997,6 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{\text{agua}} = 9.684 \times 10^{-4} \text{ Pa/s}$$

Los valores de la velocidad de rotación del disco (condiciones de frontera) son 541, 641, 741 y 841 rpm, equivalentes a las velocidades lineales del vehículo a 60, 70, 80 y 90 km/h. Para efectuar el cálculo de las rpm del disco a partir de la velocidad del automóvil, se asumió un valor promedio del radio de la rueda de 29 cm, por lo que el factor de conversión de km/h a rpm quedó de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} 1 \frac{\text{km}}{\text{h}} \left(\frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \right) \left(\frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \right) \left(\frac{1}{0.29 \text{ m}} \right) \left(\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \right) &= 9.147 \\ 1 \frac{\text{km}}{\text{h}} &= \frac{\text{rpm}}{9.147} \end{aligned}$$

La comprobación para las rpm mencionadas anteriormente se realizó de la siguiente manera:

$$\frac{541 \text{ rpm}}{9.147} = 59.2 \approx 60 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$\frac{641 \text{ rpm}}{9.147} = 70.07 \approx 70 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$\frac{741 \text{ rpm}}{9.147} = 81.01 \approx 80 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$\frac{841 \text{ rpm}}{9.147} = 91 \approx 90 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Luego de tener las rpm de un disco en una prueba de aire, se calcularon las velocidades para la prueba de agua y de esta forma se obtuvo la equivalencia entre datos, utilizando la ecuación 5:

$$V_{\text{agua}} = 0,064 * V_{\text{aire}}$$

$$V_{\text{agua}} = 0,064 * 541 = 35 \text{ rpm}$$

$$V_{\text{agua}} = 0,064 * 641 = 41 \text{ rpm}$$

$$V_{\text{agua}} = 0,064 * 741 = 48 \text{ rpm}$$

$$V_{\text{agua}} = 0,064 * 841 = 54 \text{ rpm}$$

Las velocidades para la prueba en agua equivalentes a la prueba en aire son 35, 41, 48 y 54 rpm, respectivamente. Para mayor relevancia de los datos, se realizó la prueba de dos formas. En la primera se depositaron las partículas (semillas de mostaza) en la zona de succión del disco y posterior a esto se inició el movimiento del taladro. Este movimiento se describió como “sumergida”. La segunda forma fue primeramente accionar el taladro para iniciar el movimiento rotativo y luego de algunos segundos se arrojaron las partículas. A este movimiento se llamó “en rotación”.

En la Figura 8 se detalla el seguimiento de una partícula y su trayectoria total mientras atraviesa la zona de álabes para cada velocidad anteriormente descrita.

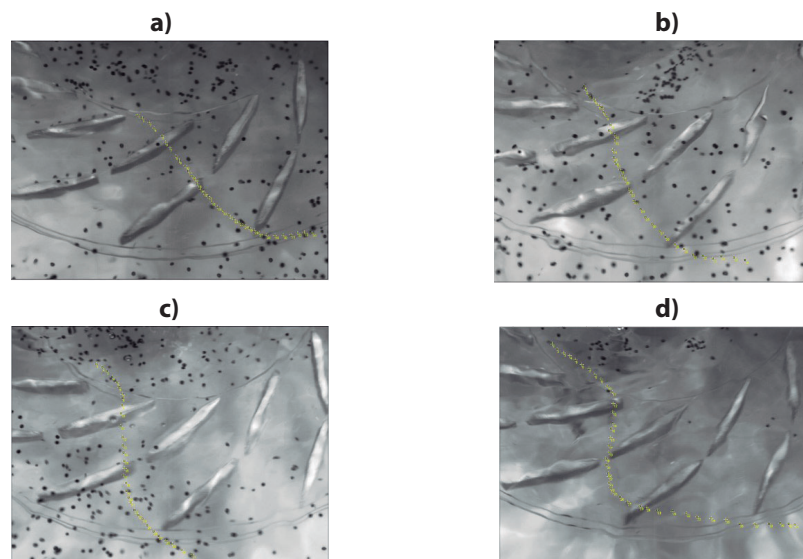


Figura 8. Trayectoria de las partículas a diferentes velocidades

a) Trayectoria total 35 rpm en rotación. b) Trayectoria total 41 rpm en rotación.

c) Trayectoria total 48 rpm en rotación. d) Trayectoria total 48 rpm en rotación

Fuente: elaboración propia

En la Figura anterior se muestra el movimiento general de la partícula a su paso por el interior de las pistas del disco. Cada punto mostrado en la secuencia anterior de imágenes está representado en esta imagen, de modo que se puede apreciar el comportamiento general. Cabe resaltar que cuanto más vertical sea el movimiento, mayor es la velocidad de la partícula.

Análisis de resultados

Luego de procesadas las imágenes en ImageJ se obtuvieron los valores de las coordenadas de cada partícula a lo largo de su trayectoria a través del disco de freno. Las coordenadas fueron dadas por el software en píxeles y posteriormente convertidas a milímetros. La conversión se obtiene de la medida de un álabe en píxeles y su medida real y, de esta manera, se llega al factor de conversión. La medida del álabe en píxeles es 381,2151623 px y en milímetros es 59,24. Estos valores nos dan una relación de 0,155397806 mm por cada pixel. Teniendo las posiciones de la partícula en milímetros se determinó su velocidad calculando el desplazamiento y tiempo transcurrido entre cada imagen, de donde se obtuvieron las Figuras 9, 10 y 12):

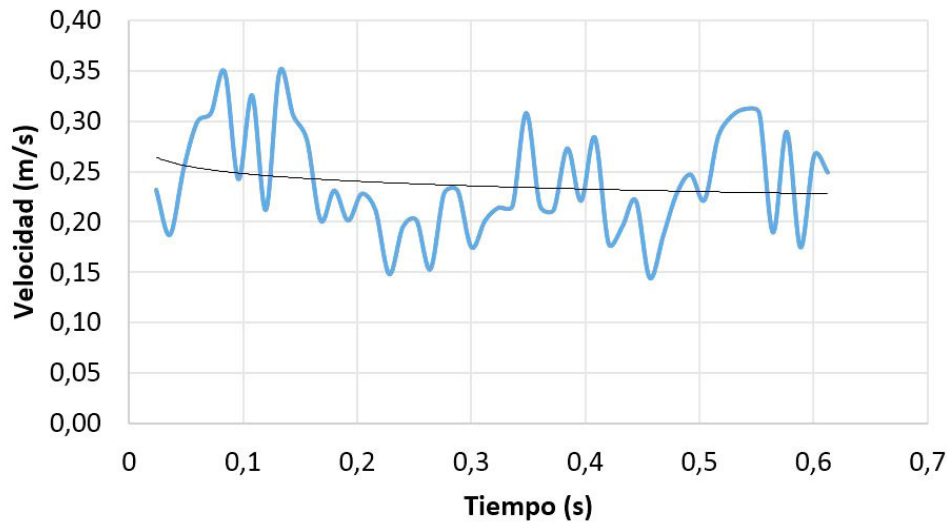


Figura 9. Velocidad radial a 35 rpm en rotación
Fuente: elaboración propia

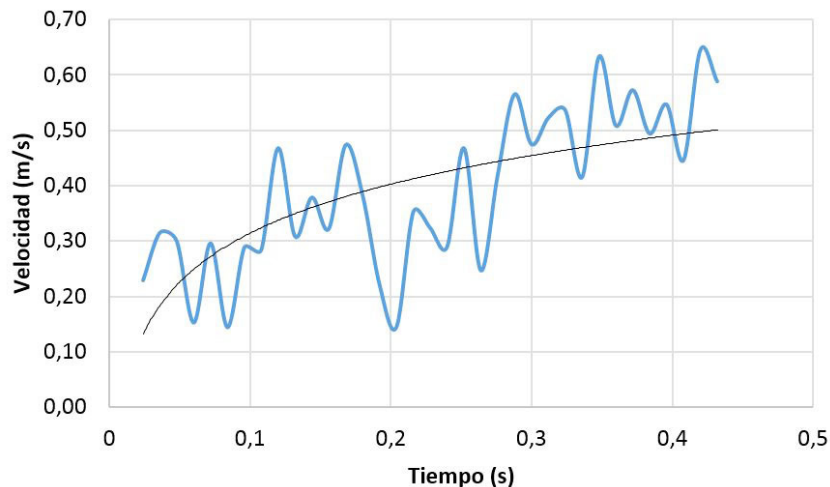


Figura 10. Velocidad radial a 41 rpm en rotación
Fuente: elaboración propia

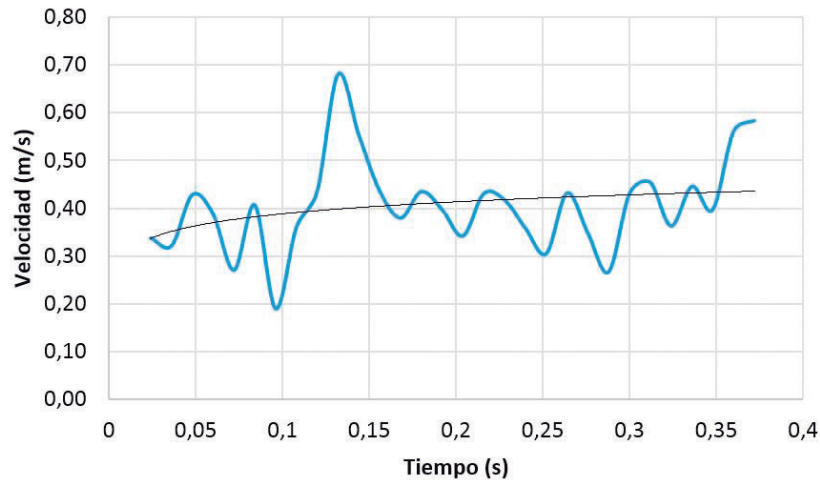


Figura 11. Velocidad radial a 48 rpm en rotación
Fuente: elaboración propia

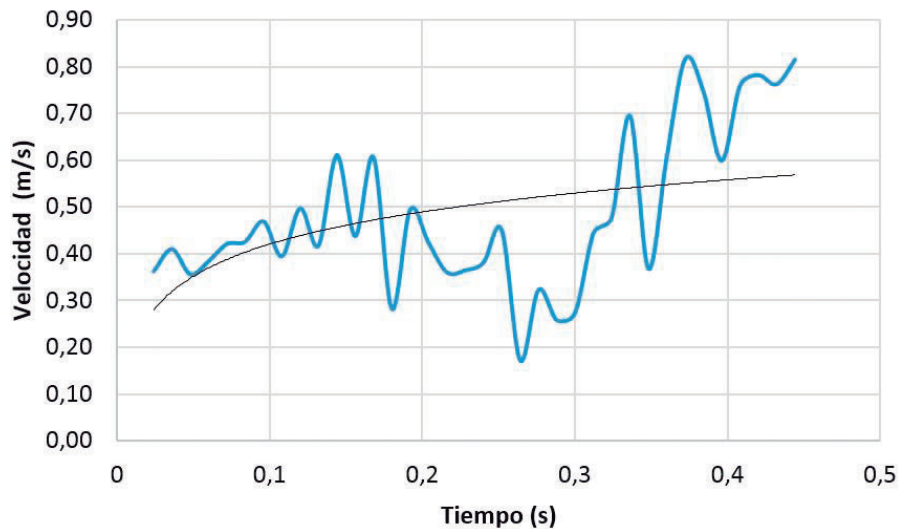


Figura 12. Velocidad radial a 54 rpm en rotación
Fuente: elaboración propia

Las anteriores figuras presentan el comportamiento de las partículas a lo largo de su recorrido por los canales de ventilación en el freno de disco, por lo que se puede suponer que a medida que aumenta la velocidad del freno, aumenta la succión de las partículas de aire y, por lo tanto, el enfriamiento del disco será mucho más rápido en términos de transferencia de calor y aerodinámica.

Conclusiones

La velocidad inicial para cada ensayo sumergido y en rotación, muestra diferencia entre cada rpm, respectivamente. En el caso de 35 rpm equivalente a un auto que va a una velocidad de 60 km/h, en la prueba sumergida arranca con una velocidad de 0,1151 m/s y para la prueba en rotación la partícula empieza con una velocidad de 0,2317 m/s en el primer tramo, velocidad que se mantiene constante durante el transcurso de la prueba; mientras que para el primer caso, la velocidad lleva una secuencia ascendente. Esto debido a que en la prueba con las partículas sumergidas antes de iniciar el movimiento, el disco arranca con una velocidad de 0 rpm, no hay ninguna fuerza de succión y, por lo tanto, las partículas están en reposo,

y en la prueba con el disco en rotación, al arrojarse las partículas, estas son atraídas instantáneamente a la zona de succión del disco provocado por el movimiento giratorio previo.

A medida que la velocidad del automóvil aumenta la succión es mayor, por lo que el tiempo de la prueba es generalmente menor para cada ensayo a velocidad mayor. Este flujo acelerado compensa la cantidad de calor producido al momento de frenar, debido a que hay una mayor cantidad de energía por reducirle al vehículo.

Finalmente, para la configuración de 20 álabes se evidenció el bloqueo en el flujo de aire a bajas velocidades de rotación ($N=541$ rpm), esto debido en gran medida a la reducción del área efectiva de la superficie del disco de freno, es decir, la cantidad de álabes perjudica directamente la circulación de aire. Teniendo en cuenta lo anterior, se concluye que el disco con la configuración de álabes de 15 es la mejor opción de diseño, ya que no tiene efectos de bloqueo a bajas velocidades y su óptimo funcionamiento en operación.

Referencias

- Bocîi, L. S. (2011). The influence of braking time on heat flow through the friction surfaces of the friction elements of disk brakes for railway vehicles. *Transport*, 26(1), 75–78. <https://doi.org/10.3846/16484142.2011.563494>
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico*. (3ra ed). México: McGraw-Hil.
- Chi, Z.; He, Y.; Naterer, G. (2009). Convective heat transfer optimization of automotive brake discs. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 2(1), 961–969. <https://doi.org/10.4271/2009-01-0859>
- Echavez-Díaz, R. D.; Quintero-Orozco, A. (2017). *Estudio experimental del comportamiento dinámico del fluido del aire a través de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209* (Tesis de pregrado). Universidad Francisco de Paula Santander, Ocaña, Santander.
- García-León, R. A. (2017). Thermal study in three vented brake discs, using the finite element analysis. *DYNA*, 84(200), 19–27. <http://dx.doi.org/10.15446/dyna.v84n200.55663>
- García-León, R. A.; Acosta Pérez, M. A.; Flórez-Solano, E. (2015). Análisis del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir de la aceleración del proceso de corrosión. *Tecnura*, 19(45), 53–63. <https://doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2015.3.a04>
- García-León, R. A.; Echavez-Díaz, R. D.; Flórez-Solano, E. (2018). Análisis termodinámico de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209. *INGECUC*, 14(2), 9–18. <https://doi.org/10.17981/ingecuc.14.2.2018.01>
- García-León, R. A.; Flórez-Solano, E. (2017). Dynamic analysis of three autoventilated disc brakes. Análisis dinámico de tres frenos de disco autoventilados. *Ingeniería e Investigación*, 37(3), 102–114. <https://doi.org/10.15446/ing.investig.v37n3.63381>
- García-León, R. A.; Flórez-Solano, E.; Acevedo-Peñaloza, C. (2018). *Análisis termodinámico en frenos de disco*. Bogotá, Colombia: ECOE Ediciones.
- García-León, R. A.; Pérez-Rojas, E. (2016). Analysis of the amount of heat flow between cooling channels in three vented brake discs. *Ingeniería y Universidad*, 21(1), 71–96. <https://doi.org/10.11144/Javeriana.iyu21-1.aahf>

- Hirasawa, S.; Kawanami, T.; Shirai, K. (2014). Numerical analysis of convection heat transfer on high-temperature rotating disk at bottom surface of air flow duct. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)* (Vol. 8A). Dept. of Mech. Engineering, Kobe University, 1-1 Rokkodai, Nada-Kobe, Hyogo, Japan. <https://doi.org/10.1115/IMECE2014-36142>
- Ho, Y.-H.; Athavale, M. M.; Forry, J. M.; Hendricks, R. C.; Steinetz, B. M. (1996). Numerical simulation of secondary flow in gas turbine disc cavities, including conjugate heat transfer. In *ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, GT 1996* (Vol. 1). CFD Research Corporation, Huntsville, AL, United States. <https://doi.org/10.1115/96-GT-067>
- Hu, W.; Tomg, B.; Liu, H. (2007). Dynamics of free straight swimming of anguilla anguilla including forward, braking and backward locomotion. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 19(4), 395–402. [http://dx.doi.org/10.1016/S1001-6058\(07\)60132-2](http://dx.doi.org/10.1016/S1001-6058(07)60132-2)
- Huang, Z. C.; Hwung, H. H.; Hsiao, S. C.; Chang, K. A. (2010). Laboratory observation of boundary layer flow under spilling breakers in surf zone using particle image velocimetry. *Coastal Engineering*, 57(3), 343–357. <http://dx.doi.org/10.1016/j.coastaleng.2009.11.004>
- Jiménez-García, C. A.; Rivera-López, J. E.; Casillas-Navarrete, J. M.; Gutiérrez-Paredes, G. J.; Medina-Ovando, A.; Arciniega-Martínez, J. L. (2015). Medición del campo de velocidad en la succión y descarga de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo gota, por medio de Velocimetría por Imágenes de Partículas (VIP). *Revista Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, (1), 1–9.
- Porta, D.; Echeverría, C.; Aguayo, A.; Cardoso, J. E. H.; Stern, C. (2016). Measurement of the Density Inside a Supersonic Jet Using the Background Oriented Schlieren (BOS) Technique. En J. Klapp., L. Di G Sigalotti., A. Medina., A. López., A. Ruiz-Chavarría (Ed.). *Recent Advances in Fluid Dynamics with Environmental Applications*. (115-124). Suiza: Springer Link. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-27965-7>
- Rivera, J.; Arciniega, J.; Gutiérrez, G. (2018). Estudio numérico del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares NACA 66-209. *REMAI, Revista Multidisciplinaria de Avances de Investigación*, 4(1), 13-22.
- Senatore, C.; Wulfmeier, M.; Vlahinić, I.; Andrade, J.; Iagnemma, K. (2013). Design and implementation of a particle image velocimetry method for analysis of running gear–soil interaction. *Journal of Terramechanics*, 50(5), 311–326. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2013.09.004>
- Talati, F.; Jalallifar, S. (2018). Investigation of heat transfer phenomena in a Ventilated Disk Brake Rotor with Straight radial rounded vanes. *Applied Sciences*, 20 (8)(1812-5654), 3583–3592.
- Yan, H. B.; Feng, S. S.; Yang, X. H.; Lu, T. J. (2015). Role of cross-drilled holes in enhanced cooling of ventilated brake discs. *Applied Thermal Engineering*, 91, 318–333. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.042>