

Análisis numérico del comportamiento térmico de un freno de disco automotriz tipo naca

Numerical analysis of the thermal behavior of a naca-type automotive disc brake

DOI: <http://doi.org/10.17981/ingecuc.17.1.2021.03>

Artículo de Investigación Científica. Fecha de Recepción: 01/09/2019. Fecha de Aceptación: 01/09/2020.

Ricardo Andrés García León 

Universidad Francisco de Paula Santander. Ocaña (Colombia)
ragarcial@ufpso.com

Gustavo Guerrero Gómez 

Universidad Francisco de Paula Santander. Ocaña (Colombia)
gguerrero@ufpso.edu.co

Carlos Acevedo Peñaloza 

Universidad Francisco de Paula Santander. Ocaña (Colombia)
chacevedo@ufpso.edu.co

Para citar este artículo:

R. García-León, G. Guerrero-Gómez & C. Acevedo-Peñaloza, “Análisis numérico del comportamiento térmico de un freno de disco automotriz tipo naca”, *INGE CUC*, vol. 17, no. 1, pp. 28–40. DOI: <http://doi.org/10.17981/ingecuc.17.1.2021.03>

Resumen

Introducción— El sistema de frenado de un automóvil debe trabajar en forma segura y predecible en cualquier circunstancia, lo cual implica disponer de un nivel estable de fricción, en cualquier condición de temperatura, humedad y salinidad del medio ambiente. Para un correcto diseño y operación de los discos de freno, es necesario considerar diferentes aspectos, tales como la geometría, el tipo de material, la resistencia mecánica, la temperatura máxima, la deformación térmica, la resistencia al agrietamiento, entre otros.

Objetivo— El objetivo de este estudio fue analizar el comportamiento de la temperatura y la velocidad de flujo de calor en el conducto de ventilación de un freno de disco automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-29 utilizando la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

Metodología— Se utilizó el software de diseño SolidWorks Simulations para analizar el comportamiento del fluido (aire) en términos de velocidad y capacidad de disipación de calor.

Resultados— Los resultados numéricos para el flujo de calor a través de los canales de ventilación se compararon con los resultados obtenidos matemáticamente. Los resultados numéricos mostraron que los discos se desempeñaron bien bajo condiciones de operación severas (80 km/h y una temperatura ambiente de 12°C). Es muy importante en el diseño del disco de freno seleccionar la geometría apropiada, particularmente el número y la sección transversal de los conductos, y el tipo de material.

Conclusiones— Los métodos numéricos ofrecen ventajas para seleccionar la geometría y el material y para modelar el flujo de fluido para optimizar la disipación de calor para proporcionar el máximo rendimiento para componentes adecuadamente mantenidos.

Palabras clave— CFD; FEA; Solidworks; Auto-ventilación; NACA; Fluidos

Abstract

Introduction— The braking system of a car must work safely and predictably in any circumstance, which implies having a stable level of friction, in any condition of temperature, humidity, and salinity of the environment. For the correct design and operation of the brake discs, it is necessary to consider different aspects, such as geometry, type of material, mechanical resistance, maximum temperature, thermal deformation, resistance to cracking, among others.

Objective— The objective of this study was to analyze the behavior of temperature and velocity of heat flow in the disc brake ventilation duct with ventilation pillars type NACA 66-29 using Computational Fluid Dynamics (CFD).

Methodology— This is the design software SolidWorks simulations for analyzing the behavior of the fluid (air) in terms of speed and heat dissipation capacity.

Results— The numerical results for the heat flow through the ventilation channels are compared with the results mathematically. The numerical results that the discs performed well under severe operating conditions (80 km/h and an ambient temperature of 12°C). It is very important in the design of the brake disc to select the appropriate geometry, particularly the number and cross section of the ducts, and the type of material.

Conclusions— The numerical methods offer advantages to select the geometry and the material and the flow mode of the fluid to optimize the heat dissipation to provide the maximum performance for the maintained components.

Keywords— CFD; FEA; Solidworks; Self-ventilation; NACA; Fluids

I. INTRODUCCIÓN

El sistema de frenos es, sin duda, el componente más importante para la seguridad vial del automóvil, debido a que de este 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 los frenos de disco delanteros y el restante por el freno trasero, que suele ser de tambor.

Estos sistemas se fundamentan principalmente en la fricción para detener el movimiento del vehículo, teniendo como principio la presión hidráulica que empuja las pastillas de freno contra el disco que es fabricado generalmente de fundición gris nodular [1], [2]. En consecuencia, el comportamiento que produce este tipo de dispositivos, a través de la energía cinética, es crear un calor considerablemente alto durante el frenado, aumentando la temperatura por fricción; este calor se disipa rápidamente con el aire circundante por medio del fenómeno de convección [3]. Durante el proceso de frenado extremo como paradas súbitas o continuas, la energía cinética se transforma en energía térmica, debido a la fricción entre el rotor del freno y la almohadilla donde se alcanzan temperaturas hasta 900°C, según [4], el 90% del calor es distribuido y absorbido por el rotor; y el restante por la almohadilla. Los factores ambientales también son determinantes para que la etapa de transferencia de calor se produzca, y debido a estos comportamientos el proceso de corrosión se acelera rápidamente. Además, cuando la temperatura alcanza valores elevados aparece el fenómeno por radiación, que también ayuda a disipar la energía en forma de calor almacenada en el disco [5], [6], [7], [8].

La determinación de las características geométricas de los discos depende 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 del freno deben evitar el sobrecalentamiento que surge entre el freno y la pastilla por el efecto de la fricción, teniendo en cuenta las propiedades físicas, mecánicas y químicas que se producen debido a que en algunas ocasiones los tipos de materiales no coinciden correctamente y tienen efectos negativos sobre la eficacia del frenado [9], [10], [11], [12].

En una investigación realizada en México [13] 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 basados en perfiles aerodinámicos tipo NACA (4418 y 66-219), con la finalidad de realizar el análisis por velocimetría de partículas y optimizar las condiciones de succión [14], [15], [16], [17], [18].

En general, las aplicaciones de CFD en la industria automotriz han recorrido un largo camino para influir en el diseño de componentes de automoción, debido a los continuos avances en hardware y software, así como los avances en las técnicas numéricas para resolver las ecuaciones de flujo de fluido [19], [20], [21]. El interés de la industria del automóvil en aplicaciones CFD se deriva de su capacidad para mejorar el diseño de automóviles y para reducir el costo del producto y el tiempo de ciclo de vida de los productos [22], [23], [24], [25]. Por lo anterior, el estudio de los efectos dinámicos de los discos de freno es un área importante de la investigación para los fabricantes de la industria automotriz.

Investigadores de la Universidad Tecnológica de Sydney simularon en un banco de pruebas el comportamiento del disco de freno para obtener el beneficio económico y dinámico en el rendimiento del sistema, con lo que se comprobó la eficiencia del sistema en diferentes condiciones de operación [26]. Asimismo, se obtuvieron perfiles de frenado mediante el modelado y análisis numéricos de los componentes del sistema con la finalidad de predecir su comportamiento en diferentes usos a los que puede ser sometido. Teniendo en cuenta los resultados del Análisis de Elementos Finitos (FEA) para validar los resultados [27], [28]. Además, se estudiaron el efecto de la dinámica longitudinal en trenes que funcionaban con frenos de aire [29], los resultados demostraron que se pueden predecir las características del sistema utilizando métodos matemáticos [30], [31].

Teniendo en cuenta lo anterior, la presente investigación informa sobre el comportamiento numérico del flujo de aire en un freno de disco automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209, a través de la simulación numérica por CFD con la ayuda del software SolidWorks Simulation para evaluar el comportamiento del flujo de aire a diferentes condiciones de funcionamiento, basados en cálculos matemáticos.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

En el presente estudio se obtuvieron las propiedades térmicas del disco haciendo uso de teorías de transferencia de calor y análisis numérico. Por otra parte, se usaron referencias bibliográficas sobre el comportamiento del flujo de aire en los frenos de disco. La mayoría de los frenos son fabricados de fundición gris nodular con grafito laminar, silicio y manganeso, haciendo que las propiedades físicas y térmicas de este material fueran determinadas teniendo en cuenta la referencia [32].

Este trabajo es la continuación de otro publicado, en donde el diseño utilizado fue el óptimo basados en investigaciones realizadas [14], [18]. Teniendo en cuenta que los perfiles tipo NACA fueron generados usando ecuaciones analíticas que describen la curvatura de la línea central geométrica o la línea de curvatura media, así como la distribución del espesor a lo largo de la longitud del perfil. El perfil seleccionado para el desarrollo de la investigación fue el NACA 66-209 como se muestra en la Fig. 1, correspondiente a la serie 6, con un rango de máximo espesor de 9% al 45% de la longitud de la cuerda y un rango de máxima curvatura entre 1.1% y el 50% de la cuerda, con un coeficiente de sustentación de 0.2 y la ubicación del punto de mínima presión en el 60% de la longitud de la cuerda.

El perfil Tipo NACA 66-209 minimiza el coeficiente de resistencia, comúnmente llamada serie Airfoil, el cual tiene como objetivo minimizar la resistencia asegurando un flujo laminar constante, reduciendo el gradiente de presión adversa, además de aumentar las características de máxima sustentación.

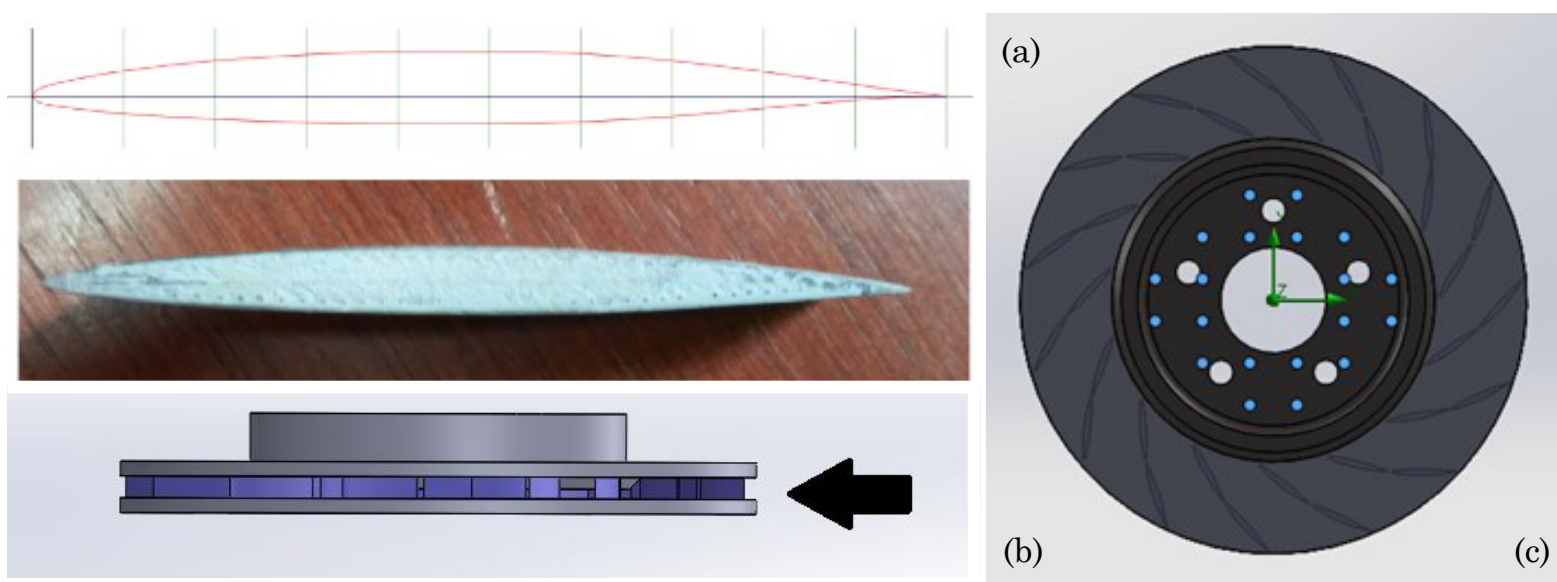


Fig. 1. a) Perfil NACA 66-209, b) Vista lateral del freno, y c) Vista frontal.
Fuente: [18].

Para el procesamiento del sistema se utilizó una malla ajustada al sólido no estructurado, mediante la construcción de nodos distribuidos de manera irregular como se muestra en la Fig. 2.

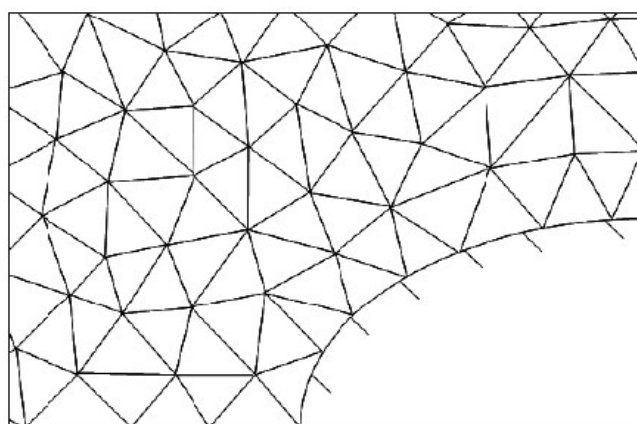


Fig. 2. Tipo de malla utilizada en los discos.
Fuente: [34].

La Fig. 3 muestra la metodología aplicada en el análisis numérico del freno de disco.

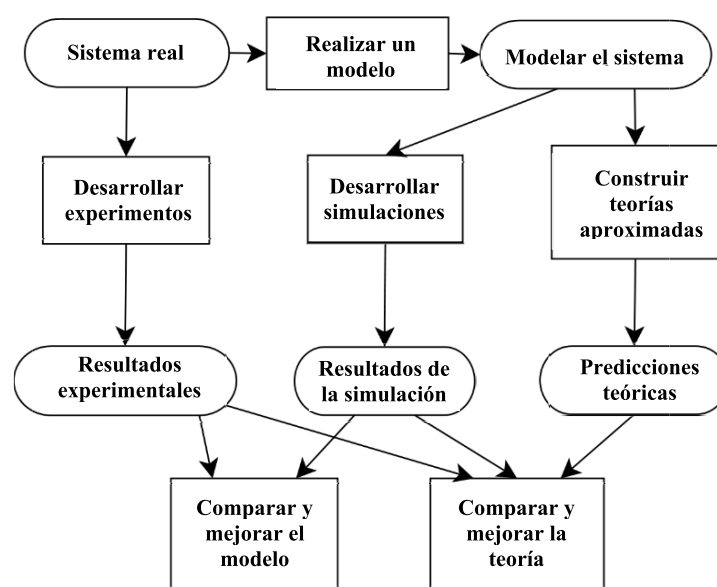


Fig. 3. Metodología aplicada.
Fuente: Elaboración propia.

Para realizar el análisis fluido dinámico en las zonas de fluido, se utilizó SolidWorks Flow Simulation debido a que resuelve las ecuaciones de NavierStokes, que son formulaciones de las leyes de conservación de la masa, la cantidad de movimiento y la energía, las cuales se presentan a continuación en (1)-(17) [35], [36], basadas en la ecuación de la energía.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial P}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \\ \frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i \right) \\ &+ \frac{\partial \rho}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} H &= h + \frac{u^2}{2} \\ \frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i (E + \frac{P}{\rho})}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i \right) \\ &+ \frac{\partial \rho}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \end{aligned} \quad (3)$$

$$E = e + \frac{u^2}{2} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_i P_B \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho \varepsilon u_i}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) \\ &+ C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_{\varepsilon 1} \mu_i P_B \right) - f_1 C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\tau_{ij} = \mu S_{ij}, \quad \tau_{ij}^R = \mu S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad S_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial k}{\partial x_k} \quad (7)$$

$$P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (8)$$

Donde: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1$, $\sigma_k = 0.9$, $\sigma_\varepsilon = 1$, $C_B = 1$ si $P_B > 0$, $C_B = 1$ si $P_B < 0$.

La viscosidad turbulenta se determina a partir de (9):

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

La función de amortiguamiento de Lam y Bremhorst se determina a partir de (10):

$$f_\mu = (1 - e^{-0.025R_y})^2 \left(1 + \frac{20.5}{R_t}\right) \quad (10)$$

Donde (11) (12):

$$R_y = \frac{\rho \sqrt{K} y}{\mu} \quad (11)$$

$$R_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon} \quad (12)$$

Donde: y = Es la distancia desde el punto a la pared y las funciones de amortiguamiento de Lam y Bremhorst f_1 y f_2 se determinan a partir de (13):

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{f_\mu}\right)^3, f_2 = 1 - e^{-R_t^2} \quad (13)$$

Las funciones de amortiguamiento de Lam y Bremhorst f_u , f_1 , f_2 reducen la viscosidad turbulenta y la energía de turbulencia, asimismo aumentan la capacidad de disipación de la turbulencia cuando el número de Reynolds R_y es alto, el cual está basado en la velocidad media de las fluctuaciones y la distancia desde la pared es demasiado pequeña.

Cuando, $f_u = f_1 = f_2 = 1$ el enfoque vuelve al modelo k- ε original.

El flujo de calor se define por (14):

$$q_i = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_i}{\sigma_c}\right) \frac{\partial h}{\partial x_i}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (14)$$

La constante $\sigma_c = 0.9$, Pr es el número de Prandtl y h la entalpía térmica. Finalmente, una tarea computacional determinada se especifica mediante la definición de su geometría, contorno y condiciones iniciales. Todos los datos de esas condiciones se definen directamente en el modelo de CAD.

La transferencia de calor en sólidos y fluidos con intercambio de energía entre ellos (conjugación de la transferencia de calor) es un elemento fundamental e implícito del software de CFD integrado en CAD. La transferencia de calor en fluidos se describe por medio de la ecuación de energía, en la que el flujo de calor se define por (15). El fenómeno de conducción del calor en materiales sólidos se describe por medio (15):

$$\frac{\partial \rho e h}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + Q_H \quad (15)$$

Donde: e = es la energía interna específica, $e = c \times T$ es el calor específico, Q_h = es la velocidad de emisión de calor específico por una unidad de volumen y Q_h = son los valores propios del tensor de conductividad térmica.

Por otra parte, se supone que el tensor de conductividad térmica es diagonal en el sistema de coordenadas considerado. Para un material isotrópico, $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda$. En presencia de corriente eléctrica, Q_h podría incluir la emisión de calor específico por efecto Joule Q_j . Se define como $Q_j = r \cdot j^2$, donde r es la resistividad eléctrica y j es la densidad de corriente eléctrica. El vector de densidad de corriente eléctrica (16):

$$i = -\left(\frac{1}{r_{11}} \frac{\partial \phi}{\partial x_1}, \frac{1}{r_{22}} \frac{\partial \phi}{\partial x_2}, \frac{1}{r_{33}} \frac{\partial \phi}{\partial x_3}\right) \quad (16)$$

Se determina por medio del potencial eléctrico ϕ [V] a partir de la ecuación de Laplace de estado estacionario (17):

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{1}{r_{ij}} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (17)$$

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Basados en el diseño propuesto de un freno de disco con pilares de ventilación tipo NACA 66-209, se determinaron las velocidades de calor que los discos emiten al ambiente, como sabemos un disco ventilado pierde calor más rápidamente que un disco macizo o un disco de tambor. Para analizar dicho efecto, se realizó el estudio con el software Solidworks Simulations mediante la biblioteca CFD, con el fin de tener visualizar el efecto generado en la disipación de calor [18].

Las propiedades físicas y térmicas de la fundición gris nodular de grafito laminar, fueron obtenidas de la Tabla A-3 [32]: Conductividad térmica: $k = 41 \text{ J/s} \times \text{m} \times ^\circ\text{C}$, Calor específico: $C_p = 434 \text{ J/Kg} \times ^\circ\text{C}$, Densidad: $= 8131 \text{ Kg/m}_3$, Difusividad térmica: $= 11.6 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, y Coeficiente de transmisión térmica: $U = 32 \text{ J/s} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}$

La elevación de temperatura del conjunto de un freno se evalúo por (18):

$$\Delta T = \frac{E_{\text{disc}}}{m \times C_p} = 38.5 ^\circ\text{C} \quad (18)$$

Para calcular la temperatura en la superficie del disco utilizamos (19):

$$T_1 - T_\infty = \Delta T \quad (19)$$

Donde T_∞ es la temperatura ambiente de 12°C , entonces la temperatura en la superficie del disco aproximadamente es igual a $T_1 = 50.5^\circ\text{C}$. Lo que nos indica que un vehículo con una masa de 1930 Kg el cual lleva una velocidad de 80 km/h, circulando en un ambiente de 12°C , la temperatura que se genera en el disco de freno hasta detenerse es de aproximadamente 60.5°C .

Teniendo en cuenta el concepto de enfriamiento de Newton basados en los resultados obtenidos por [14], el disco de freno luego de haber sido sometido a una temperatura de 60.5°C en una frenada, este disco tomará una temperatura ambiente de 12°C en aproximadamente 10 minutos, siempre y cuando el enfriamiento se dé por convección natural; es decir, que el aire en el ambiente deber tener una velocidad igual a cero.

Como condiciones iniciales para la simulación, se estableció un flujo de aire cuyas características de velocidad y temperatura son: Velocidad del Fluido: 3.24 m/s, Temperatura del Fluido (aire): 12°C , Temperatura del Disco: 82°C , Rugosidad del Material (Fundición Gris): 0.1 μ , y Tiempo de Simulación: 60 segundos.

A continuación, se llevó a cabo el análisis del fluido dinámico que para este caso se utilizó como medio el aire para determinar su velocidad y temperatura cuando el flujo pasa a través del disco a las revoluciones de 641 rpm y 741 rpm estimadas para el presente estudio. Para el desarrollo de las simulaciones se utilizó el software SolidWorks Simulation, de lo que se obtuvieron los siguientes resultados:

A. Disco a 641 rpm

Se puede notar en la Fig. 4 que el disco tiene la capacidad de succionar el fluido a una velocidad mayor a la que va este. En el análisis el fluido presenta una velocidad de 22.22 m/s y en la zona de la pista se logra presenciar una velocidad de 50 m/s. Esto quiere decir que la configuración de álabes a 45° es óptima debido a que al incrementar la velocidad del fluido, éste disipará el calor de una mejor manera.

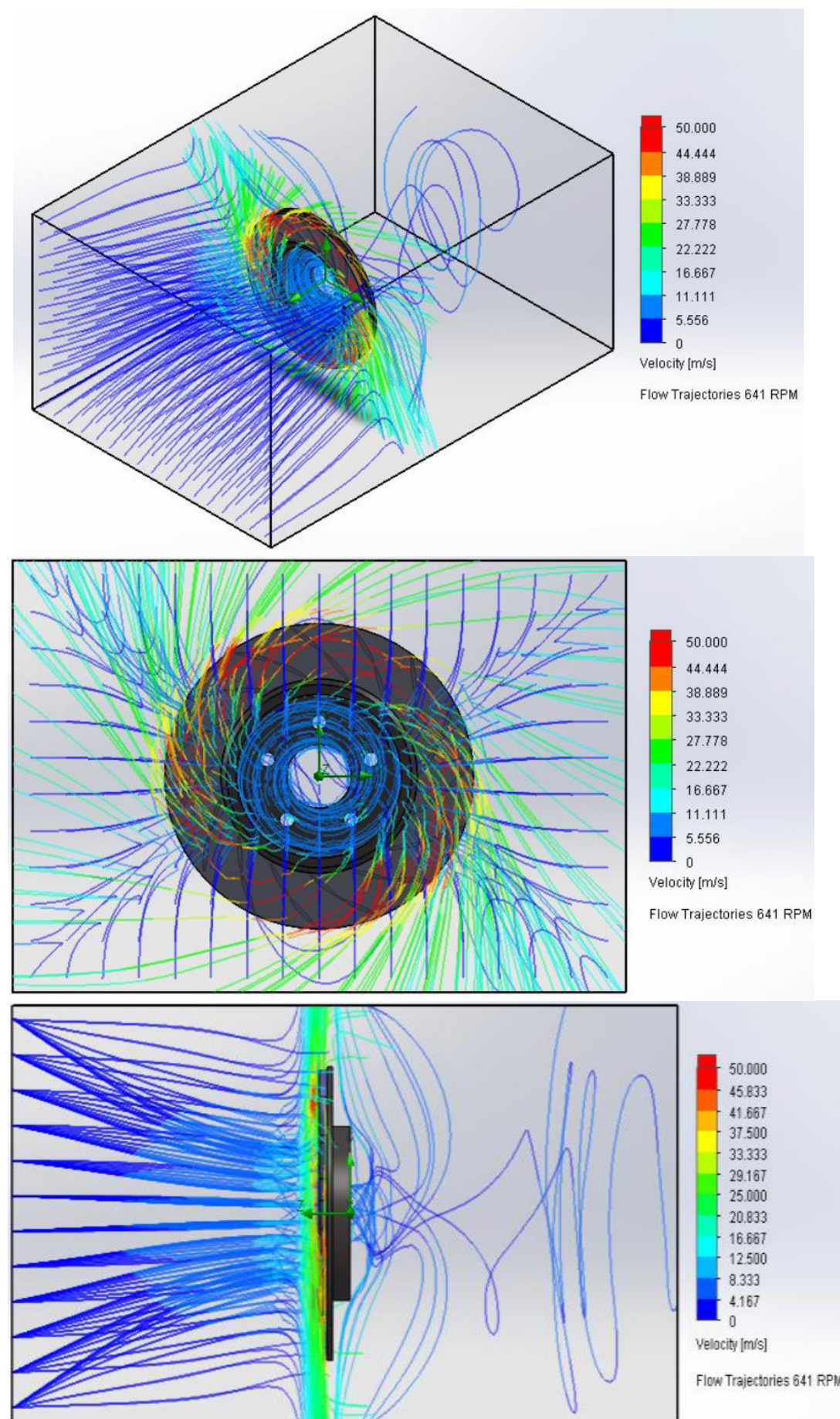


Fig. 4. Velocidad del fluido a 641 rpm.
Fuente. Elaboración propia.

Posteriormente de haber realizado el análisis de la velocidad del fluido, una zona importante en el diseño del disco es la zona de succión. En esta zona se estudia la velocidad a la que el flujo de aire entra. A continuación, se muestra en la Fig. 5 los puntos en la zona de succión y en la Tabla 1 con su respectiva velocidad.

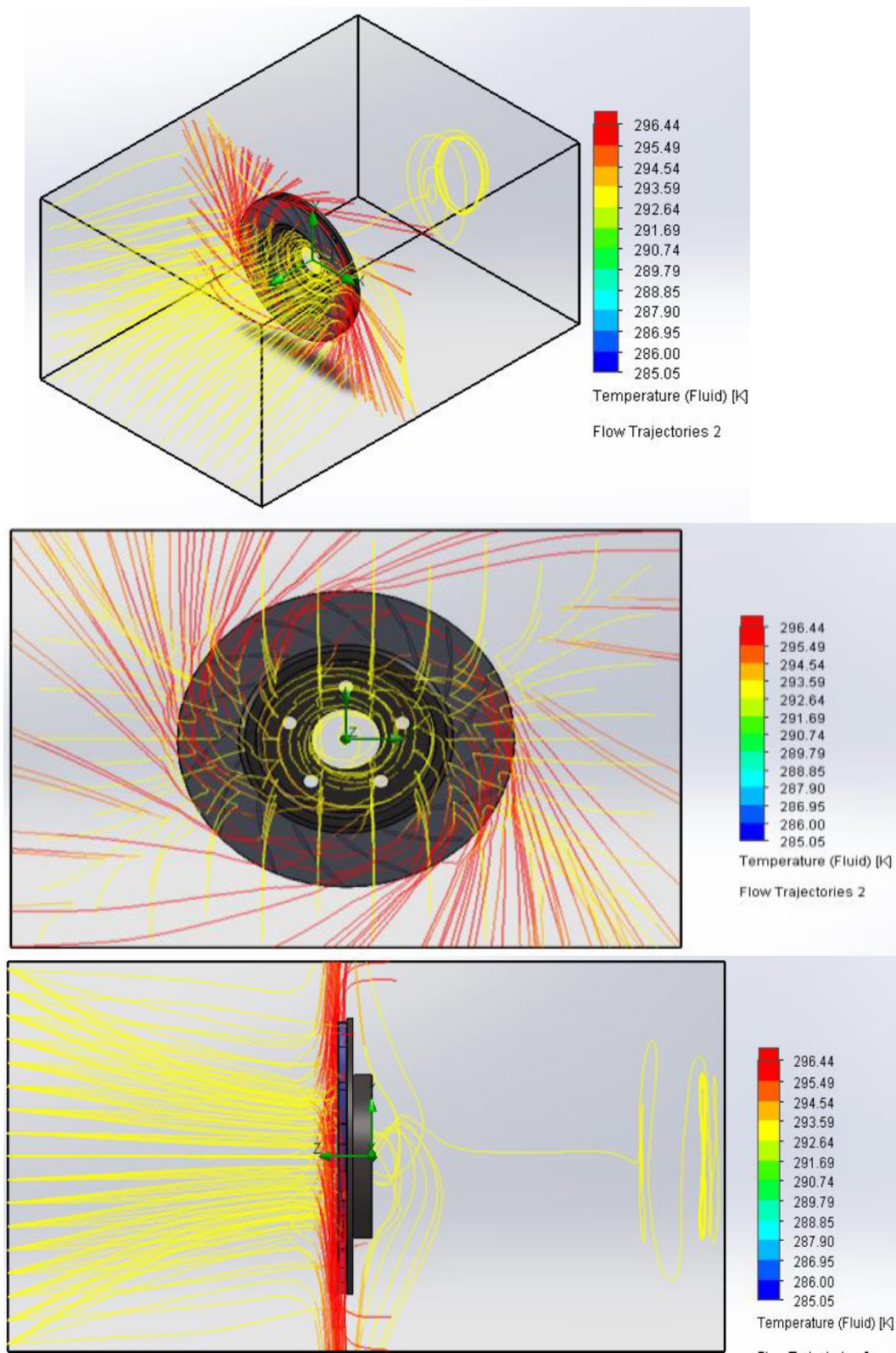


Fig. 5. Comportamiento de la temperatura a 641 rpm.
Fuente: Elaboración propia.

TABLA 1. VELOCIDADES EN LA ZONA DE SUCCIÓN A 641 RPM

X [m]	Y [m]	Z [m]	Velocidad [m/s]
0.016189825	-0.043114997	0.0077	9.262
-0.016189827	-0.043114997	0.0077	9.769
-0.048569478	-0.014371663	0.0077	9.288
0.048569478	-0.014371663	0.0077	9.771
-0.048569478	0.014371671	0.0077	9.624
0.048569478	0.014371671	0.0077	10.179
0.016189832	0.043115005	0.0077	8.394
-0.016189825	0.043115005	0.0077	8.661
-0.048569478	0.043115005	0.0077	9.777

Fuente: Elaboración propia.

El promedio de velocidad en la zona de succión es de 9.41 ± 0.57 m/s, lo que es alto en comparación a diseños de disco propuestos debido a que al poseer esta geometría en donde el borde de ataque de los álabes es de 45° , el flujo tiende a acelerar en la zona de la pista, por lo tanto, la zona de succión también tiende a acelerar.

De la Fig. 5 se puede observar que el fluido aumenta su temperatura al momento de ser expulsado de la zona de la pista del disco, ingresando a aproximadamente a 12°C sale a más de 23.4°C . Esto quiere decir que el calor que se presenta en el interior del disco es llevado fuera por el fluido permitiendo una disipación óptima del calor en la pista.

B. Disco a 841 revoluciones por minuto

La Fig. 6 muestra que la velocidad del fluido aumenta en la zona de la pista en relación a la velocidad dada a 641 rpm. Con velocidades cercanas a los 55 m/s y la velocidad del viento de 22.22 m/s se muestra cómo el diseño geométrico con álabes tipo NACA 66-209 puestos con un ángulo de 45° logra aumentar la velocidad del fluido para disipar más rápido el calor generado en la pista de frenado del disco.

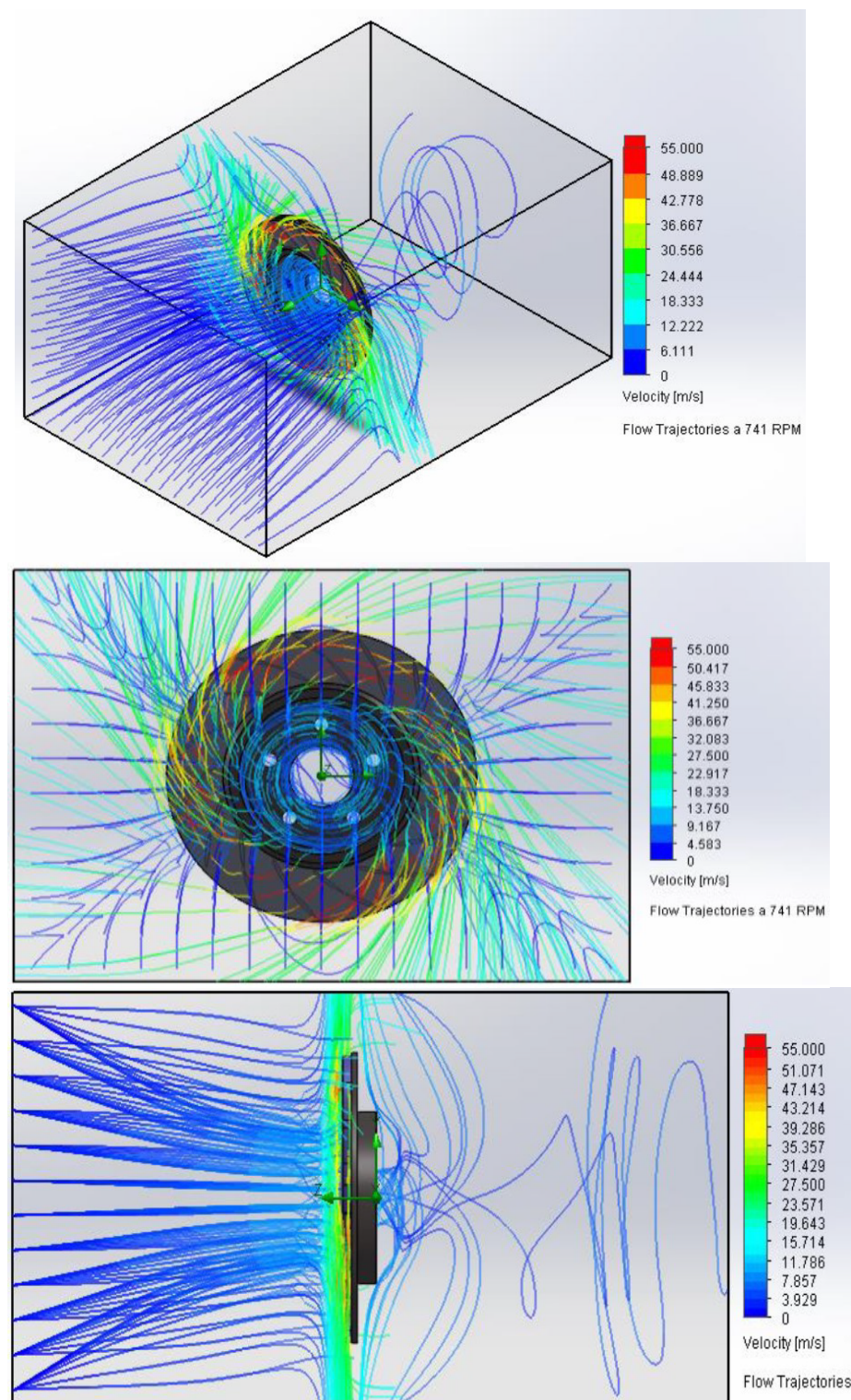


Fig. 6. Velocidad del fluido a 741 rpm.
Fuente. Elaboración propia.

Posteriormente de haber realizado el análisis de la velocidad del fluido, una zona importante en el diseño del disco es la zona de succión. En esta zona se estudia la velocidad a la que el flujo de aire entra. A continuación, se muestra en la Fig. 7 los puntos en la zona de succión y en la Tabla 2 con su respectiva velocidad.

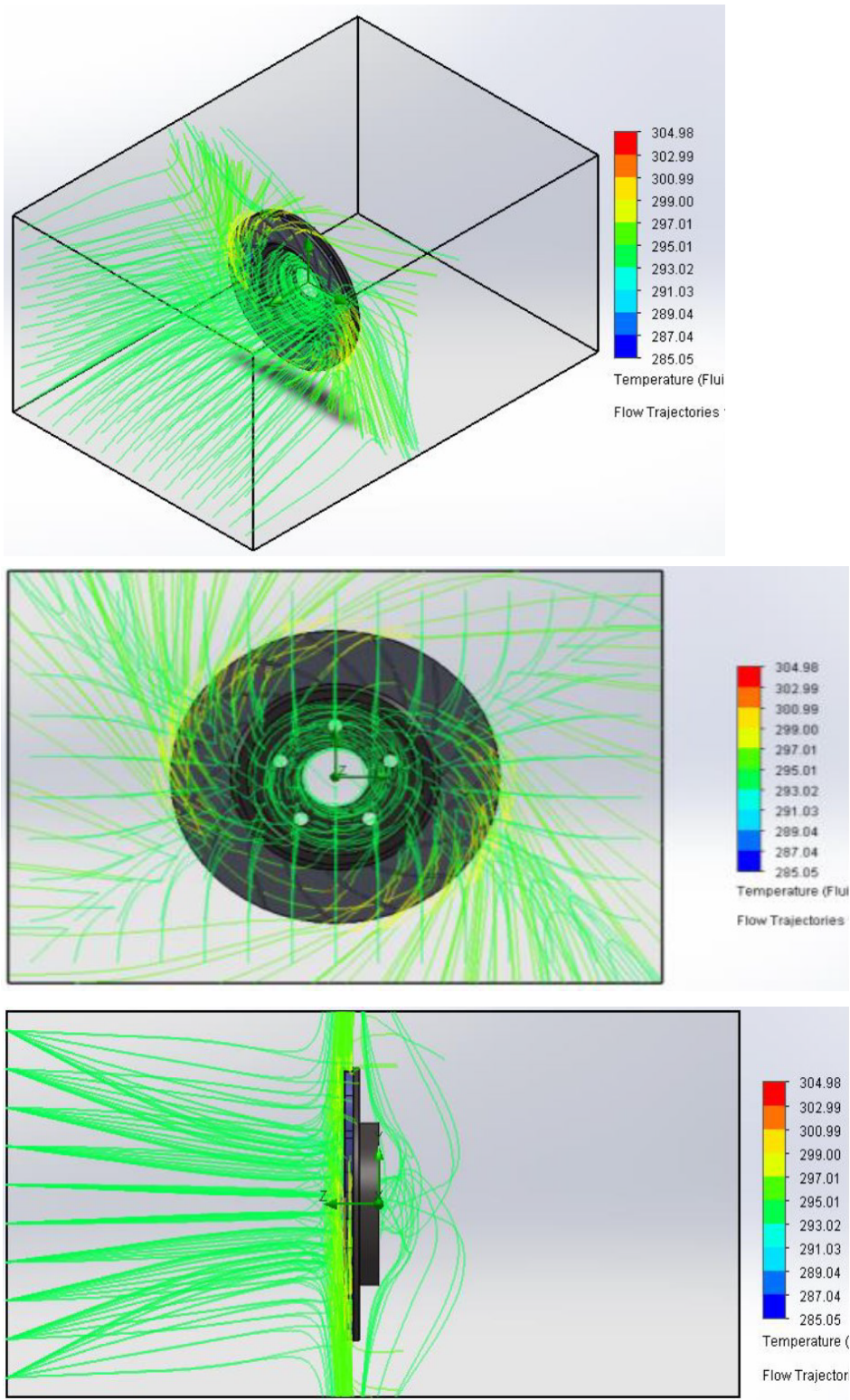


Fig. 7. Comportamiento de la temperatura a 741 rpm.
Fuente. Elaboración propia.

TABLA 2. VELOCIDADES EN LA ZONA DE SUCCIÓN A 741 RPM

X [m]	Y [m]	Z [m]	Velocidad [m/s]
0.016189825	-0.043114997	0.0077	9.262
-0.016189827	-0.043114997	0.0077	9.769
0.048569478	-0.043114997	0.0077	11.997
-0.048569478	-0.014371663	0.0077	9.288
0.048569478	-0.014371663	0.0077	9.771
-0.048569478	0.014371671	0.0077	9.624
0.048569478	0.014371671	0.0077	10.179
0.016189832	0.043115005	0.0077	8.394
-0.016189825	0.043115005	0.0077	8.661
-0.048569478	0.043115005	0.0077	9.777
0.048569482	0.043115005	0.0077	10.902
0.016189825	0.071858339	0.0077	9.211
-0.016189827	0.071858339	0.0077	9.885
0.016189825	-0.043114997	0.0077	9.262

Fuente: Elaboración propia.

El promedio de velocidad en la zona de succión es de 9.71 ± 0.9 m/s, es 0.09 m/s más alto que el mostrado a una revolución de 741 rpm. Esta velocidad en la zona de succión es alta en comparación a diseños de discos convencionales que rondan alrededor de los 5 m/s a esas mismas revoluciones por minuto. Teniendo en cuenta la anterior Fig. 7, a esas rpm el fluido tiene la misma temperatura que a 741 rpm de 12°C . Cabe notar que dentro de la pista se eleva la temperatura por lo que la conducción de calor sale a más de más de 32°C y en la zona de descarga tiende a bajar para tomar la misma temperatura del ambiente.

Por otra parte, en Fig. 8 se muestra la velocidad en la zona de descarga, la zona de succión y la zona de la pista del disco para una velocidad de 841 rpm.

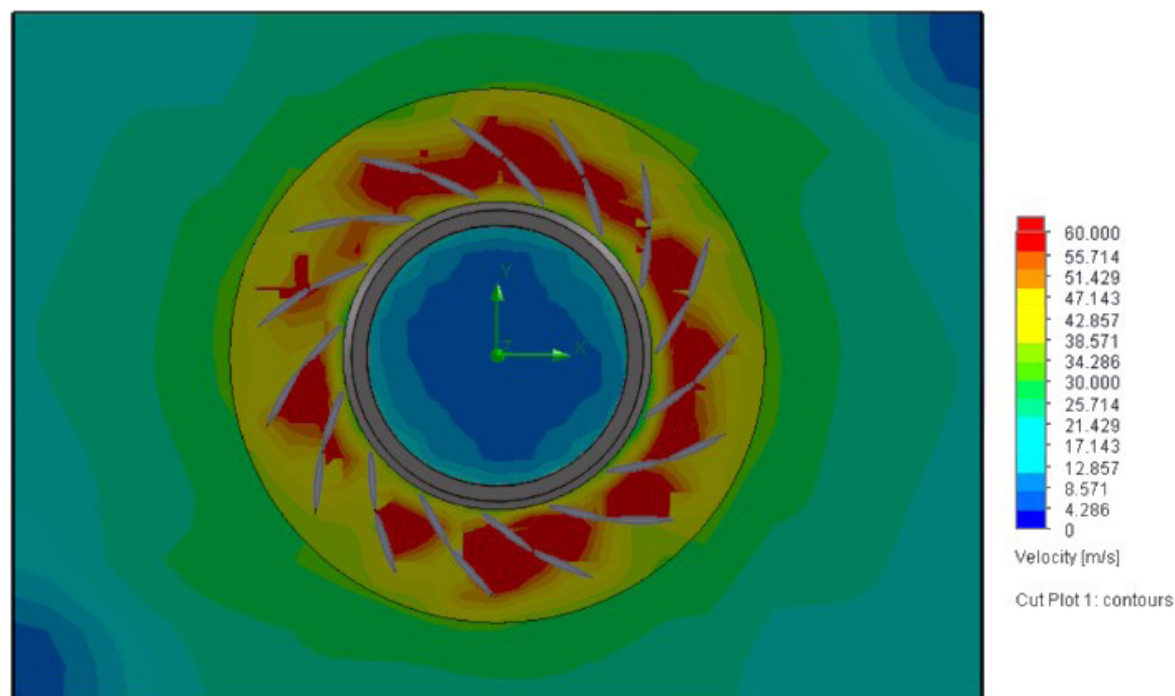


Fig. 8. Velocidades en las 3 zonas del disco.
Fuente. Elaboración propia.

La zona del centro es la zona de succión donde se muestran las velocidades más bajas en relación a las otras zonas y que rondan alrededor de los 9 o 10 m/s. La siguiente zona es la zona de la pista que es donde se presentan las mayores velocidades del fluido gracias al diseño geométrico propuesto. Estas velocidades están alrededor de los 60 m/s. Por último, la zona externa es la zona de descarga. En esta zona se presentan velocidades cercanas a los 30 m/s. Esto quiere decir que cuando el flujo entra al disco es expulsado a una velocidad mayor que la que entra y se logra lo que se espera, que el fluido acelere y garantice una disipación del calor mayor a un disco de freno convencional.

IV. CONCLUSIONES

La mayoría de los vehículos de carretera modernos tienen frenos de disco ventilados en las cuatro ruedas debido a su efectividad y, por lo tanto, las características de transferencia de calor de los discos de freno son interesantes. La velocidad de pérdida de calor es más eficiente cuando se aumenta la velocidad en rpm, y por lo tanto brinda un mejor comportamiento del sistema de frenado.

Se realizó un análisis numérico utilizando SolidWorks con la biblioteca de CFD para el diseño del disco de freno con pilares de ventilación tipo NACA 66-209 para estudiar la temperatura del aire dentro de los canales de ventilación. Obteniendo que a mayores revoluciones se logra una mayor disipación de calor en cuanto a la velocidad del fluido. Por otra parte, la disipación del calor en los frenos de disco depende principalmente de la geometría y sus canales de ventilación, además de las condiciones de operación.

Los cálculos de generación y transferencia de calor se realizaron con base en la velocidad máxima permitida en carretera de 80 km/h. Por lo tanto, si se quiere emplear velocidades mayores el disco debe ser sometido a prueba, juntamente con el material de fabricación y de esta forma tener un estudio completo donde se producirán altas temperaturas y mayor transferencia de calor.

Cabe destacar que el modelo presentado aún es susceptible a modificaciones para mejorar la cantidad de aire que pueda pasar a través de los pilares de ventilación, debido a otro modelo de pilares o la configuración de estos, así como la cantidad, puede brindar resultados factibles para este estudio. Si se escoge otro perfil de álabes debe estudiarse el balance entre el arrastre y la sustentación óptimos, además de que la metodología seguida es la adecuada para poder determinar o cuantificar la velocidad de flujo.

FINANCIAMIENTO

Artículo de investigación científica derivado del proyecto de investigación “Estudio experimental del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209.”, financiado por la División de Investigación y Extensión de la Ufpso. Fecha de inicio: 01/2016; Fecha de finalización: 07/2016.

REFERENCIAS

- [1] R. A. García-León & E. Flórez-Solano, “Estudio analítico de la transferencia de calor por convección que afectan los frenos de disco ventilados,” *Tecnura*, vol. 20, Edición Especial, pp. 15–30, 2016.
- [2] R. A. García-León, E. Flórez-Solano, & C. Acevedo-Peñaloza, *Análisis termodinámico en frenos de disco*, BO, CO: ECOE, 2018.
- [3] R. A. García-León, “Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión,” *Tesis pregrado*, dpto Ing Mec, UFPSO, OCaña, CO, 2014.
- [4] F. Talati & S. Jalalifar, “Investigation of heat transfer phenomena in a Ventilated Disk Brake Rotor with Straight radial rounded vanes,” *Appl Sci*, vol. 20, no. 1, pp. 3583–3592, 2008. <https://doi.org/10.3923/jas.2008.3583.3592>
- [5] R. A. García, M. A. Acosta & E. Flórez, “Análisis del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir de la aceleración del proceso de corrosión,” *Tecnura*, vol. 19, no. 45, pp. 53–63, 2015. <https://doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2015.3.a04>
- [6] R. A. García-León & E. Flórez Solano, “Estudio analítico de la transferencia de calor por convección que afectan los frenos de disco ventilados,” *Tecnura*, vol. 20, Ed Especial, pp. 15–30, 2016.
- [7] S. Hirasawa, T. Kawanami & K. Shirai, “Numerical analysis of convection heat transfer on high-temperature rotating disk at bottom surface of air flow duct,” presented at *IMECE*, ASME, Mtl, QC, CA, 14-20 Nov. 2014. <https://doi.org/10.1115/IMECE2014-36142>
- [8] D. Porta, C. Echeverría, A. Aguayo, J. E. H. Cardoso & C. Stern, “Calibration of a Background Oriented Schlieren (BOS),” *Recent Advances in Fluid Dynamics with Environmental Applications*, J. Klapp, L. Di G. Sigalotti, A. Medina, A. López & G. Ruiz-Chavarría (eds), BSL: Springer, pp. 115–124, 2016.
- [9] L. S. Bocîi, “The influence of braking time on heat flow through the friction surfaces of the friction elements of disk brakes for railway vehicles,” *Transport*, vol. 26, no. 1, pp. 75–78, Apr. 2011. <https://doi.org/10.3846/16484142.2011.563494>
- [10] R. A. García & E. Pérez Rojas, “Analysis of the amount of heat flow between cooling channels in three vented brake discs,” *Ing Univ*, vol. 21, no. 1, pp. 71–96, 2017. <https://doi.org/10.11144/Javeriana.iyu21-1.aahf>
- [11] H. B. Yan, S. S. Feng, X. H. Yang & T. J. Lu, “Role of cross-drilled holes in enhanced cooling of ventilated brake discs,” *Appl Therm Eng*, vol. 91, pp. 318–333, Dec. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.042>
- [12] R. A. García-León & E. Flórez-Solano, “Dynamic analysis of three autoventilated disc brakes,” *Ing Investig*, vol. 37, no. 3, pp. 102–114, 2017. <https://doi.org/10.15446/ing.investig.v37n3.63381>
- [13] C. A. Jimenez, J. E. Rivera, J. M. Casillas, G. J. Gutiérrez, A. Medina & J. L. Arciniega, “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),” *Rev. Congr. Iberoam. Ing. Mecánica*, no. 1, pp. 1–9, 10-13 Nov. 2015.
- [14] R. A. García-León, R. D. Echavez-Díaz & E. Flórez-Solano, “Análisis termodinámico de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209,” *INGECUC*, vol. 14, no. 2, pp. 9 – 18, 2018. <https://doi.org/10.17981/ingecuc.14.2.2018.01>
- [15] C. Senatore, M. Wulfmeier, I. Vlahinić, J. Andrade & K. Iagnemma, “Design and implementation of a particle image velocimetry method for analysis of running gear–soil interaction,” *J Terramechanics*, vol. 50, no. 5-6, pp. 311–326, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2013.09.004>
- [16] W. Hu, B. Tomg & H. Liu, “Dynamics of free straight swimming of angulla angulla including forward, braking and backward locomotion,” *J Hydrodyn Ser B*, vol. 19, no. 4, pp. 395–402, Aug. 2007. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(07\)60132-2](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(07)60132-2)
- [17] Z.-C. Huang, H.-H. Hwang, S.-C. Hsiao & K.-A. Chang, “Laboratory observation of boundary layer flow under spilling breakers in surf zone using particle image velocimetry,” *Coast Eng*, vol. 57, no. 3, pp. 343–357, Mar. 2010. <https://doi.org/10.1016/j.coastaleng.2009.11.004>
- [18] R. D. Echavez-Díaz & A. Quintero-Orozco, “Estudio experimental del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209,” *Tesis Licenciatura*, Ing. Mec., UFPSO, San, CO, 2017. Available: <http://repositorio.ufpso.edu.co/xmlui/handle/123456789/2363>

- [19] Z. Chi, Y. He & G. Naterer, "Convective heat transfer optimization of automotive brake discs," *SAE Int J Passeng Cars - Mech Syst*, vol. 2, no. 1, pp. 961–969, Abr. 2009. <https://doi.org/10.4271/2009-01-0859>
- [20] Y.-H. Ho, M. M. Athavale, J. M. Forry, R. C. Hendricks & B. M. Steinetz, "Numerical simulation of secondary flow in gas turbine disc cavities, including conjugate heat transfer," *ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*, GT 1996, Birmingham, UK, Feb. 2015. <https://doi.org/10.1115/96-GT-067>
- [21] R. A. García-León, "Thermal study in three vented brake discs, using the finite element analysis," *DYNA*, vol. 84, no. 200, pp. 19–27, 2017. <https://doi.org/10.15446/dyna.v84n200.55663>
- [22] M. N. Dhaubhadel, "Review: CFD Applications in the Automotive Industry," *J Fluids Eng*, vol. 118, no. 4, pp. 647–653, 1996. <https://doi.org/10.1115/1.2835492>
- [23] M. N. Dhaubhadel, "CFD applications in the automotive industry (invited keynote presentation)," *ASME, FED*, vol. 239, pp. 473–480, 1996.
- [24] J. Wurm, M. Fitl, M. Gumpesberger, E. Väisänen & C. Hochenauer, "Novel CFD approach for the thermal analysis of a continuous variable transmission (CVT)," *Appl. Therm. Eng*, vol. 103, pp. 159–169, Jun. 25, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.092>
- [25] M. Pevec, I. Potrc, G. Bombek & D. Vranesevic, "Prediction of the cooling factors of a vehicle brake disc and its influence on the results of a thermal numerical simulation," *Int. J. Automot. Technol*, vol. 13, no. 5, pp. 725–733, 2012. <https://doi.org/10.1007/s12239-012-0071-y>
- [26] J. Ruan, P. D. Walker, P. A. Watterson & N. Zhang, "The dynamic performance and economic benefit of a blended braking system in a multi-speed battery electric vehicle," *Appl. Energy*, vol. 183, pp. 1240–1258, Dec. 2016. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.09.057>
- [27] M. Gulec, E. Yolacan & M. Aydin, "Design, analysis and real time dynamic torque control of single-rotor-single-stator axial flux eddy current brake," *IET Electr. Power Appl*, vol. 10, no. 9, pp. 869–876, 2016. <https://doi.org/10.1049/iet-epa.2016.0022>
- [28] A. Q. Xu, "Study on the dynamic characteristics of a high frequency brake based on giant magnetostrictive material," *Smart Mater Struct*, vol. 25, no. 6, May. 2016. <https://doi.org/10.1088/0964-1726/25/6/065001>
- [29] W. Wei, Y. Hu, Q. Wu, X. Zhao, J. Zhang, & Y. Zhang, "An air brake model for longitudinal train dynamics studies," *Vehicle System Dynamics*, vol. 55, no. 4, pp. 517–533, 2016. <https://doi.org/10.1080/00423114.2016.1254261>
- [30] A. Shahril, R. Samin, J. M. Juraidi & J. Daut, "Structural analysis of brake disc using dynamic simulation," *ARPJ Eng Appl Sci*, vol. 10, no. 17, pp. 7805–7808, Sep. 2015. Available: <http://psasir.upm.edu.my/id/eprint/46400/>
- [31] U. Andreaus & P. Casini, "Dynamics of friction oscillators excited by a moving base and/or driving force," *J. Sound Vib*, vol. 245, no. 4, pp. 685–699, Aug. 2001. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2000.3555>
- [32] Y. Cengel, "Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico," 3 ed, Mex.: McGraw-Hil, 2007.
- [33] D. R. Flores Galindo, "Diseño de perfiles aerodinámicos," *Tesis magistral*, Ing Mfg, US, ES, 2006. Available: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/90383/fichero/TFG+Aitor+Robles+Corpa+GIA+Diseño+de+perfiles+aerodinámicos+mediante+metodolog%C3%ADa+inversa+.pdf>
- [34] R. García-León, E. Flórez-Solano & Á. Suárez-Quinones, "Brake Discs: a Technological Review From Its Analysis and Assessment," *Inf. Técnico*, vol. 83, no. 2, pp. 217–234, 2019. <https://doi.org/10.23850/22565035.1766>
- [35] A. Sobachkin, G. Dumnov & A. Sobachkin, "Base numérica de CFD integrada en CAD," SolidWorks, MX, *Informe Técnico*, 2014. Available: https://www.solidworks.es/sw/docs/Flow_Basis_of_CAD_Embedded_CFD_Whitepaper_ESP.pdf
- [36] A. Thuresson, "CFD and Design Analysis of Brake Disc," *Master Thesis*, dpto. Appl Mech, Cth Univ Tecn, Got, Swe, 2014. Available: <https://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/202010/202010.pdf>

Ricardo Andrés García-León es Ingeniero Mecánico de la Universidad Francisco de Paula Santander (Ocaña, Colombia), Magister en Ingeniería Industrial de la Universidad de Pamplona (Colombia). Estudiante de doctorado en Ingeniería Mecánica del Instituto Politécnico Nacional de México. Vinculado desde el 2015 como docente catedrático del departamento de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingenierías de la Universidad Francisco de Paula Santander (Ocaña, Colombia). Investigador y coordinador de la línea de investigación Materiales y Procesos Industriales desde el 2014 en el Grupo de Investigación INGAP y desde el 2018 en el Grupo Ingeniería de Superficies GIS. Sus áreas de interés son principalmente el desarrollo de sistemas mecánicos, procesos industriales y materiales de ingeniería. <https://orcid.org/0000-0002-2734-1425>

Gustavo Guerrero Gómez es docente tiempo completo de la UFPSO. <https://orcid.org/0000-0003-4238-4105>

Carlos Acevedo Peñaloza es docente tiempo completo de la UFPS. <https://orcid.org/0000-0002-5049-8754>