



Estudio analítico de la transferencia de calor por convección que afectan los frenos de disco ventilados

Analytical study of convective heat transfer affecting ventilated disc brakes

Ricardo Andrés García León¹, Eder Norberto Flórez Solano²

Fecha de recepción: 11 de noviembre de 2015

Fecha de aceptación: 23 de agosto de 2016

Cómo citar: García León, R. A., & Flórez Solano, E. N. (2016). Estudio analítico de la transferencia de calor por convección que afectan los frenos de disco ventilados. *Revista Tecnura*, 20(Edición especial), 15-30. doi: 10.14483/udistrital.jour.tecnura.2016.SE1.a01

RESUMEN

Contexto: Durante el proceso de frenado de un vehículo, el aumento de la temperatura producido por la fricción entre las pastillas de freno y el disco no es disipado rápidamente. Esto depende de la geometría del disco y del material fabricado; por consiguiente, cuando se provoca un frenado muy fuerte, se pueden acumular grandes cantidades de calor en un corto tiempo produciéndose altos gradientes de temperatura en el disco. Bajo estas condiciones, la funcionalidad y la seguridad del freno del sistema pueden estar comprometidas.

Método: El objetivo de este trabajo es simular, mediante el Análisis de Elementos Finitos con la ayuda del Software Solidwork Simulation, tres frenos de disco ventilados con la finalidad de observar el comportamiento de la temperatura en los canales de ventilación dependiendo del tipo de convección que los afecta. De esta manera, es posible obtener cálculos matemáticos y analíticos del comportamiento real en la transferencia de calor de los discos de freno.

Resultados: Los resultados obtenidos demuestran que los discos se pueden utilizar de manera efectiva en las condiciones de trabajo extremo con una

velocidad de 80 Km/h y una temperatura ambiente de 20°C; sin embargo, es muy importante seleccionar la geometría adecuada para que el proceso de pérdida de calor sea más rápido y de esta manera se puedan garantizar mejores niveles de seguridad, siempre y cuando se realice el debido mantenimiento y limpieza de los componentes del sistema.

Conclusiones: La disipación de calor en los frenos depende evidentemente de la geometría del disco como se pudo comprobar con los cálculos obtenidos matemáticamente y los análisis realizados en el Software Solidwork Simulation, además de las condiciones de trabajo en las cuales son operados y sometidos los diferentes frenos de discos.

Palabras Clave: Convección, FEA, Frenos de disco, Fricción, Pérdida de calor, Temperatura.

ABSTRACT

Context: During the braking process of a vehicle, the increase in the temperature produced by the friction between the brake pads and the disc is not dissipated quickly. This depends on the geometry of the disc and the material manufactured; therefore, when very strong braking is caused, large amounts of heat can

- 1 Ingeniero Mecánico, estudiante de maestría en Ingeniería Industrial de la Universidad de Pamplona. Docente del departamento de Ingeniería Mecánica y coordinador del Grupo de Investigación INGAP. Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, Colombia, Contacto: ragarcial@ufpsa.edu.co
- 2 Ingeniero Mecánico, magister en Ingeniería Mecánica, candidato a doctor en Ingeniería Aplicada. Docente tiempo completo del departamento de Ingeniería Mecánica y director del Grupo de Investigación INGAP. Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, Colombia, Contacto: enflorezs@ufpsa.edu.co

accumulate in a short time producing high temperature gradients in the disc. Under these conditions, the functionality and safety of the system brake may be compromised.

Method: The objective of this work is to simulate, through the Analysis of Finite Elements with the help of the Solidwork Simulation Software, three ventilated disc brakes with the purpose of observing the behavior of the temperature in the ventilation channels depending on the type of convection that affects them. Then, it is possible to obtain mathematical and analytical calculations of the actual behavior in the heat transfer of the brake disks.

Results: The results show that the discs can be used effectively in extreme working conditions with a

speed of 80 km/h and an ambient temperature of 20°C; however, it is very important to select the right geometry for the heat loss process to be faster and thus better levels of safety can be guaranteed, provided that the necessary maintenance and cleaning of the system components.

Conclusions: The heat dissipation in the brakes obviously depends on the geometry of the disc. This could be verified with the calculations obtained mathematically and the analyzes made in the Software Solidwork Simulation, in addition to the working conditions in which the different disc brakes are operated and submitted.

Keywords: Convection, FEA, Disc Brakes, Friction, Heat Loss, Temperature.

INTRODUCCIÓN

Los frenos de disco han sido muy utilizados en los vehículos por su correcto funcionamiento debido a que absorben 70% de la energía cinética producida en el movimiento, la cual ha sido su principal ventaja con respecto al freno de tipo tambor; cuando se producen frenados repetitivos en los discos de freno aumenta la temperatura debido a la fricción que existe con la pastilla, generando gradientes de temperatura; este calor se disipa rápidamente con el aire circundante por medio del fenómeno de convección (transferencia de calor que se produce entre masas a diferente temperatura). Las altas temperaturas pueden causar la vaporización del líquido de frenos, desgaste del freno, fallas en los cojinetes, grietas térmicas (*fading*) y vibraciones. Por tal motivo, en muchas ocasiones se reduce el rendimiento del sistema; por lo anterior, resulta de gran importancia predecir el comportamiento de los tipos de convección presentes en la disipación del calor al medio ambiente con la finalidad de evaluar su eficiencia teniendo en cuenta su diseño y geometría inicial (García León, Acosta Pérez, y Flórez Solano, 2015).

Los factores ambientales también son determinantes para que la etapa de transferencia de calor se produzca. 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 (Talati y Jalalifar, 2009; Hernández Mora, Trujillo Rodríguez y Vallejo Lozada, 2013; Romero Millán, Cruz Domínguez y Sierra Vargas, 2016).

Además, el sistema de frenado del vehículo se considera uno de los sistemas fundamentales y esenciales para la seguridad en los vehículos modernos, ya que su principal objetivo es detener o desacelerar el vehículo. El calor de fricción generado durante la aplicación de frenado puede causar numerosos efectos negativos sobre el conjunto de freno, como el debilitamiento de los frenos, desgaste prematuro, grietas térmicas y la variación del espesor del disco. Los resultados obtenidos por la simulación son satisfactorios y brindan una visión más amplia acerca del comportamiento de estos sistemas en comparación con la literatura especializada (A. Belhocine & Bouchetara, 2011)

Mediante el análisis de elementos finitos (FEA) se puede determinar el perfil de temperatura y

estimar el Von Mises para predecir el buen diseño del tipo de material, asimismo la distribución del flujo que surge durante el frenado. Además el FEA ha demostrado que las tensiones se localizan principalmente en la dirección radial de la superficie de fricción en el borde de los orificios de refrigeración (Blau y Meyer III, 2003; D.-J. Kim, Lee, Park, y Seok, 2008). Los métodos analíticos han sido de gran aporte en la industria automotriz debido a que ayudan a diseñar sistemas de frenos robustos y reducir los experimentos que consumen mucho tiempo (M. R. Kim, Ahn, Lee, y Jung, 2007; Blau, Jolly, Qu, Peter, y Blue, 2007). Para el caso de los materiales con que se fabrican los frenos, estos deben soportar grandes cambios térmicos y ser resistentes a las condiciones ambientales y mecánicas que puedan afectar las propiedades tribológicas y, por ende, la seguridad del sistema (Eriksson, Bergman, y Jacobson, 2002). El principal efecto que aparece en los discos de freno es la corrosión debido a los componentes que son fabricados y a las condiciones de operatividad (Cristol Bulthé, Desplanques, Degallaix, y Berthier, 2008). Por estas razones, la estrategia de la simulación se basa en los *softwares* de diseño, los cuales modelan el campo de temperatura transitoria en el freno de disco que se utiliza realmente para identificar el factor de diseño geométrico del disco con el fin de instalar el sistema de ventilación de los vehículos.

En la fase de diseño de un sistema de frenado del vehículo, además de las características mecánicas es necesario tomar en consideración fallas térmicas del sistema. Esto se debe a que además de lograr la potencia de frenado adecuada y que el sistema de frenos sea eficaz, lo más importante es que la disipación de calor al medio ambiente sea lo más rápida posible (Milenković *et al.*, 2010).

Belhocine y Bouchetara en 2015, por medio del análisis de elementos finitos estudiaron los efectos termo-mecánicas producidos en los discos de freno con diferentes formas, lo cual se ha utilizado para evaluar el rendimiento de los discos en cuanto a la distribución de la temperatura, presiones y tensiones. Los resultados obtenidos demuestran

que los discos ventilados analizados pueden utilizarse eficazmente en las condiciones de trabajo muy duro, siempre garantizando altos niveles de seguridad. El análisis térmico-estructural se utiliza para acoplar la deformación establecida, el Von Mises en el disco, y la distribución de presión de contacto en las almohadillas (Belhocine y Bouchetara, 2012; Ali Belhocine & Bouchetara, 2013).

En otras investigaciones, las ecuaciones que rigen el calor para el disco y la almohadilla se extraen en forma de ecuaciones de calor transitorios con la generación de calor que es dependiente de tiempo y espacio. En la derivación de la ecuación del calor los parámetros como duración del frenado, velocidad del vehículo, las geometrías y las dimensiones de los componentes de los frenos, las materias del rotor del freno de disco y la distribución de la presión de la almohadilla de contacto, los cuales son de gran importancia para realizar cálculos en los sistemas de frenado (Talati y Jalalifar, 2009).

METODOLOGÍA

Para el desarrollo de esta investigación se estudiaron las teorías de transferencia de calor con la finalidad de determinar diferentes medios por los cuales los discos disipan el calor con el medio circundante, se tomaron tres (3) tipos de muestras de diferentes vehículos de los cuales se escogieron las geometrías de aquellos que están sometidos a distintas capacidades de carga y de transporte, como son: un automóvil Renault, una camioneta Toyota y un microbus Mitsubishi (Mataix, 1986; García León, 2014). A continuación se mencionan los diferentes tipos de convección que afectan los discos.

Tipos de convección que afectan los discos

Los discos de freno están sometidos a dos tipos de movimiento, el primero es el producido por el motor y transmitido por los ejes hasta la rueda, y el segundo es el movimiento de traslación que el vehículo lleva al desplazarse; en ellos se generan

los diferentes tipos de convección mencionados a continuación (Kobus, 2005; Hirasawa, Kawanami, y Shirai, 2014).

Convección frontal en el disco

Este tipo de convección afecta la periferia del disco de freno. El flujo de aire sobre el disco exhibe patrones complejos, el fluido (aire) que se aproxima al disco se ramifica y lo rodea, formando una capa límite que lo envuelve. Las partículas del fluido sobre el plano medio chocan contra el cilindro en el punto de estancamiento y la consecuencia de esto es la elevación de la presión. A continuación, se expresan algunas condiciones del número de Reynolds teniendo en cuenta el flujo del fluido.

Para $Re \leq 1$, se tiene un flujo deslizante y el coeficiente de resistencia disminuye al aumentar el número de Reynolds.

Para $Re = 10$, se empieza a presentar una separación de la parte posterior del cuerpo hasta $Re \approx 90$.

Para $Re = 10^3$, la región de separación aumenta y la resistencia al movimiento se debe principalmente a la resistencia por la presión.

Para $10^3 < Re < 10^5$, el coeficiente de resistencia permanece más o menos constante. La separación del flujo ocurre alrededor de $\theta = 80^\circ$.

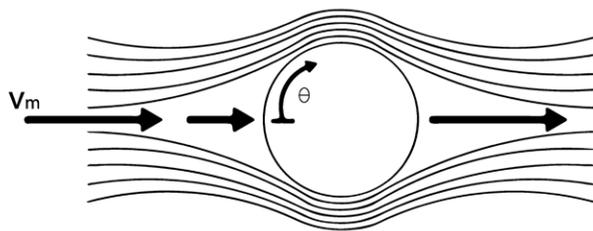


Figura 1. Flujo alrededor del disco.

Fuente: elaboración propia.

Para el desarrollo de este tipo de transferencia de calor se deben tomar como punto de partida los datos de promedios de un vehículo a una velocidad de 80 km/h, una temperatura ambiente de 20°C y una temperatura superficial de los discos

de 82, 107 y 90°C, respectivamente, datos obtenidos en el cálculo matemático para la temperatura superficial del disco en el momento del frenado, los cuales dependen de la capacidad de carga de cada uno.

Convección periférica

Para los cálculos de convección periférica se tuvieron en cuenta los valores de las propiedades del aire a una temperatura promedio entre el ambiente y la superficie de fricción del disco, en este caso la temperatura de película (ecuación (1)).

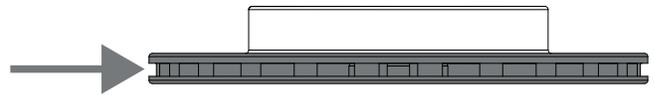


Figura 2. Convección periférica del disco de freno.

Fuente: elaboración propia.

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \tag{1}$$

Donde:

T_f = Temperatura periférica (°C).

T_s = Temperatura de la superficie del disco (°C).

T_∞ = Temperatura del aire (°C).

Teniendo en cuenta las temperaturas de la superficie de los discos y la del ambiente, que es 20°C para los tres discos, se tiene:

Tabla 1. Temperatura periférica en los discos.

Disco	D.1	D.2	D.3
T_f (°C)	51	63,50	55

Fuente: elaboración propia.

Con las temperaturas periféricas de cada disco se encontraron las propiedades del aire en el libro de transferencia de calor de Yunus A. Cengel (Cengel, 2007):

Tabla 2. Propiedades del aire a diferentes temperaturas.

Disco	D.1	D.2	D.3
Numero de Prandtl Pr	0,7225	0,7193	0,7215
Viscosidad cinemática ν (m ² /s)	1,8078,10 ⁻⁵	1,9306,10 ⁻⁵	1,8470,10 ⁻⁵
Conductividad térmica k (W/m * °C)	0,02742	0,02833	0,02771

Fuente: elaboración propia.

Se procedió a calcular el número de Reynolds de acuerdo con la ecuación para diámetros externos de discos (ecuación (2)).

$$Re = \frac{V_m * D}{\nu} \quad (2)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds. (Adimensional)

V_m = Velocidad media del aire. (m/s)

D = Diámetro del disco de freno. (m)

ν = Viscosidad cinemática del aire. (m²/s)

Teniendo en cuenta que la velocidad del vehículo es 80 km/h, esta equivale a 22,22 m/s, y con los diámetros de los discos de freno, entonces se tiene:

Tabla 3. Número de Reynolds para convección periférica.

Disco	D.1	D.2	D.3
Re	290343,86	294699,18	361065,63

Fuente: elaboración propia.

Según la tabla 7-1, de las correlaciones empíricas de Nusselt (Cengel, 2007), como el número de Reynolds se encuentra entre el rango de 40000-400000 (ecuación (3)).

$$Nu = 0,027 * Re^{0,805} * Pr^{1/3} \quad (3)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt. (Adimensional)

Re = Número de Reynolds. (Adimensional)

Pr = Número de Prandtl. (Adimensional)

Entonces se tiene:

Tabla 4. Número de Nusselt para convección periférica.

Disco	D.1	D.2	D.3
Nu	605,27	611,61	721,05

Fuente: elaboración propia.

Con este valor del Nusselt podemos encontrar el coeficiente de convección aplicando la ecuación (4).

$$h = \frac{k}{D} * Nu \quad (4)$$

Donde:

h = Coeficiente de convección. (W/m² * °C)

k = Conductividad térmica. (W/m * °C)

D = Diámetro del disco de freno. (m)

Entonces se tiene:

Tabla 5. Coeficiente de convección periférica.

Disco	D.1	D.2	D.3
h(W/m ² * °C)	70,26	67,68	66,57

Fuente: elaboración propia.

A continuación se calculó el área superficial de la periferia del disco (ecuación (5)).

$$A_s = P * e = \pi * D * e \quad (5)$$

Donde:

A_s = Área superficial del disco de freno. (m²)

P = Perímetro del disco de freno. (m)

e = Espesor del disco de freno. (m)

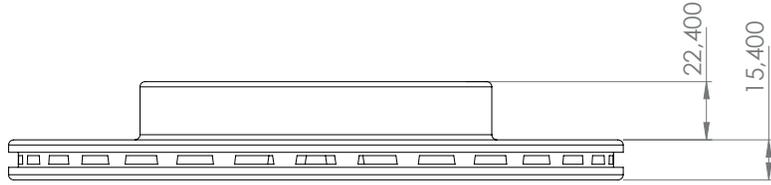


Figura 3. Espesores del disco de freno 1 (Renault), para el análisis de los resultados (mm).

Fuente: elaboración propia.

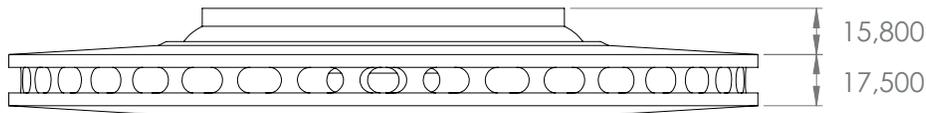


Figura 4. Espesores del disco de freno 2 (Toyota), para el análisis de los resultados (mm).

Fuente: elaboración propia.

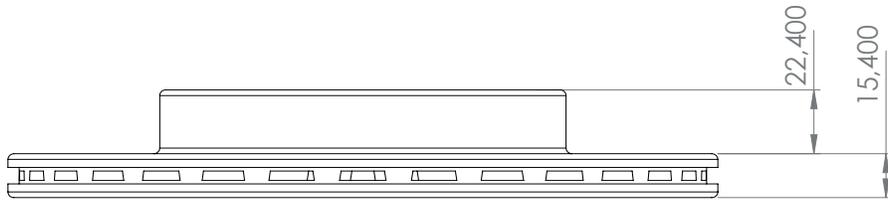


Figura 5. Espesores del disco de freno 3 (Mitsubishi) para el análisis de los resultados (mm).

Fuente: elaboración propia.

Entonces se tiene:

Tabla 6. Área superficial de la periferia del disco de freno.

Disco	D.1	D.2	D.3
A_s (m ²)	0,0114	0,0140	0,0171

Fuente: elaboración propia.

De lo que resulta::

Tabla 7. Velocidad de pérdida de calor periférica.

Disco	D.1	D.2	D.3
\dot{Q}_p (W)	49,75	82,43	79,92

Fuente: elaboración propia.

Con los valores anteriores, encontramos la velocidad de pérdida de calor de la periferia del disco de freno hacia el ambiente (ecuación (6) y ecuación (7))

$$\dot{Q} = h * A_s * \Delta T \quad (6)$$

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_\infty) \quad (7)$$

Convección en la campana

Para este cálculo se tomaron todos los datos anteriores del cálculo de convección en la periferia, solamente variarían los diámetros y los espesores que serán los de la campana del disco.

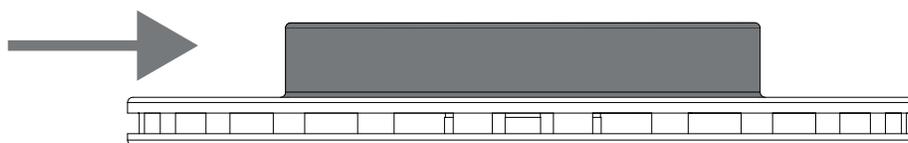


Figura 6. Convección en la campana del disco de freno.

Fuente: elaboración propia.

Entonces procedemos a remplazar los valores en la ecuación 2:

Tabla 8. Número de Reynolds para convección en la campana.

Disco	D.1	D.2	D.3
Re	166193,24	141118,91	216687,50

Fuente: elaboración propia.

Teniendo en cuenta el libro de transferencia de calor de Yunus A. Cengel (Cengel, 2007), el número de Reynolds se encuentra entre el rango de 40000 – 400000; el Nusselt se encuentra según la ecuación (3).

Tabla 9. Número de Nusselt para convección en la campana.

Disco	D.1	D.2	D.3
Nu	386,28	338,12	478,03

Fuente: elaboración propia.

Con este valor de Nusselt podemos encontrar el coeficiente de convección aplicando la ecuación (4).

Tabla 10. Coeficiente de convección en la campana.

Disco	D.1	D.2	D.3
$h(W/m^2 \cdot ^\circ C)$	78,34	78,13	73,54

Fuente: elaboración propia.

A continuación encontraremos el área superficial de la periferia del disco, mediante la ecuación (5).

Tabla 11. Área superficial del disco en la campana.

Disco	D.1	D.2	D.3
$A_s (m^2)$	0,009514	0,006085	0,016010

Fuente: elaboración propia.

Con estos valores ahora encontraremos la velocidad de pérdida de calor de la campana del disco de freno hacia el ambiente, mediante las ecuaciones (6) y (7)

Tabla 12. Velocidad de pérdida de calor en la campana.

Disco	D.1	D.2	D.3
$\dot{Q}_C (W)$	46,21	41,36	82,42

Fuente: elaboración propia.

Entonces la velocidad de pérdida de calor total frontal del disco se determina utilizando la ecuación (8).

$$\dot{Q}_{Total} = \dot{Q}_{Periferica} + \dot{Q}_{Campana} \quad (8)$$

Tabla 13. Velocidad de pérdida de calor frontal en el disco.

Disco	D.1	D.2	D.3
$\dot{Q}_{Total} (W)$	95,96	123,80	162,35

Fuente: elaboración propia.

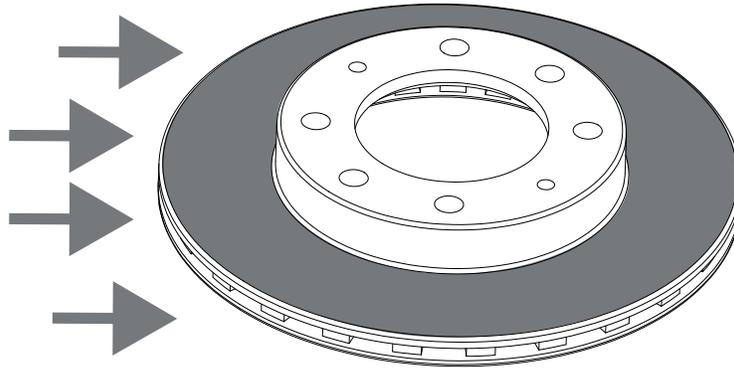


Figura 7. Convección lateral en un disco de freno.

Fuente: elaboración propia.

Convección lateral del disco

La traslación del vehículo a cierta velocidad hace que el aire fluya sobre los discos de manera frontal en dirección del avance del automóvil, lo que produce un flujo de aire en las paredes planas del disco; esto nos lleva a hacer un análisis de transferencia de calor de flujo de aire paralelo en placas planas.

Flujo paralelo en placas planas

Si se supone una placa plana sobre la que fluye una corriente, lo primero que sucede es que la velocidad del fluido disminuye a medida que nos aproximamos hacia la superficie. La transmisión de flujo laminar turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, de la velocidad de corriente de la temperatura superficial y del tipo de fluido, el cual se calcula por el número de Reynolds. Para el flujo de una capa suele considerarse que la transmisión de flujo laminar a turbulento ocurre en el número crítico de Reynolds.

Para efectuar este cálculo suponemos que el disco es una placa plana circular de longitud 0,2362 m, la temperatura del medio ambiente es 20 °C y una temperatura superficial de los discos de 82, 107 y 90 °C, respectivamente, con una velocidad del aire de 22,22 m/s y a 1 atmósfera de presión.

Este tipo de convección lateral se puede encontrar mediante la ecuación (9).

$$Re_L = \frac{V_m * L}{\nu_D} \tag{9}$$

Donde:

Re_L = Número crítico de Reynolds. (Adimensional)

V_m = Velocidad media del aire. (m/s)

L = Longitud de la placa plana. (m)

ν_D = Viscosidad cinemática de Denver. (m²/s)

Con la viscosidad cinemática y la presión del aire calculamos la viscosidad de Denver utilizando la ecuación (10).

$$\nu_D = \frac{\nu}{P} \tag{10}$$

Donde:

ν_D = Viscosidad cinemática de Denver. (m²/s)

ν = Viscosidad cinemática del aire. (m²/s)

P = Presión atmosférica. (Atmosferas)

Entonces para la presión atmosférica de 1 atmósfera, se tiene:

Tabla 14. Viscosidad cinemática de Denver.

Disco	D.1	D.2	D.3
ν_D (m ² /s)	1,8078,10 ⁻⁵	1,9306,10 ⁻⁵	1,8470,10 ⁻⁵

Fuente: elaboración propia.

El número de Reynolds es:

Tabla 15. Número de Reynolds para placas planas.

Disco	D.1	D.2	D.3
Re_L	290343,86	294669,18	361065,63

Fuente: elaboración propia.

El cual es inferior al número crítico de Reynolds; por tanto, es un flujo laminar y el número de Nusselt promedio se determina a partir de la ecuación (11).

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 * Re_L^{0,5} * Pr^{1/3} \quad (11)$$

Tabla 16. Número de Nusselt para placas planas.

Disco	D.1	D.2	D.3
Nu	321,04	322,95	357,85

Fuente: elaboración propia.

Con el valor del número de Nusselt se calcula el coeficiente de convección para placas planas, con el diámetro mayor del disco que en este caso será la longitud, según la ecuación (4)

Tabla 17. Coeficiente de convección para placas planas.

Disco	D.1	D.2	D.3
$h(W/m^2 \cdot ^\circ C)$	37,27	35,61	33,04

Fuente: elaboración propia.

Se calculó el área superficial de las dos caras del disco y según las medidas resultantes su valor es de 0,0801 m² para los 3 discos.

Entonces la velocidad de transferencia de calor desde el disco hacia el ambiente por convección lateral, con el área del disco, es según las ecuaciones (6) y (7).

Tabla 18. Velocidad de pérdida de calor por convección lateral.

Disco	D.1	D.2	D.3
\dot{Q}_p (W)	136,10	245,69	209,32

Fuente: elaboración propia.

Convección por efecto rotatorio

Para el cálculo de transferencia de calor por efecto giratorio se calcula a partir del número de Reynolds, y las propiedades del aire siguen siendo las mismas consideradas anteriormente (ecuación (12)).

$$Re_g = \frac{D^2 * \omega}{\nu} \quad (12)$$

Donde:

Re_g = Número de Reynolds. (Adimensional)

D = Diámetro del disco. (m)

ω = Velocidad angular del disco. (rad/s)

ν = Viscosidad cinemática del aire. (m²/s)

Velocidad angular del disco

Los discos que son objeto de estudio son los de un vehículo Renault Megane, de una Mitsubishi Vans y de una Toyota Land Cruiser, donde se utiliza la ecuación (13) para determinar el radio interior de la llanta.

$$r = \frac{1}{2} [R + (2 * RNA * b_n)] \quad (13)$$

Donde:

R = Radio de la llanta. (mm)

RNA = Relación nominal de aspecto.

b_n = Ancho del neumático. (mm)

Entonces, según el tipo de rueda del vehículo se obtuvo la siguiente información:

Tabla 19. Características de la llanta.

Disco	D.1	D.2	D.3
Designación de la rueda del vehículo	195/55 R15	205/70 R14	265/60 R18
Relación nominal de aspecto	55 = 0,55	70 = 0,70	60 = 0,60
Radio de la llanta	15 pul = 381 mm	14 pul = 355,60 mm	18 pul = 457,20 mm
Ancho del neumático	195	205	265

Fuente: elaboración propia.

Entonces, se tiene de la ecuación (13).

Tabla 20. Radios y diámetros de los discos.

Disco	D.1	D.2	D.3
r (mm)	297,75	321,30	384,60
r (m)	0,2977	0,3213	0,3846
Ø (m)	0,5954	0,6426	0,7632

Fuente: elaboración propia.

Ahora procedemos a calcular el perímetro de la rueda (ecuación (14))

$$P = \pi * \text{Ø} \quad (14)$$

Tabla 21. Perímetro de la rueda.

Disco	D.1	D.2	D.3
P (m)	1,8705	2,0188	2,3976

Fuente: elaboración propia.

Calculamos las revoluciones de la rueda por segundo a una velocidad de 22,22 m/s mediante la ecuación (15).

$$\text{RPS} = \frac{L}{P} \quad (15)$$

Donde:

L = Distancia recorrida por el neumático. (m)

P = Perímetro del neumático. (m)

De lo que resulta::

Tabla 22. Revoluciones del disco por segundo.

Disco	D.1	D.2	D.3
RPS	11,88	11,01	9,26

Fuente: elaboración propia.

Calculamos las revoluciones por minuto, teniendo en cuenta que 1 minuto son 60 segundos:

Tabla 23. Revoluciones del disco por minuto.

Disco	D.1	D.2	D.3
RPM	712,81	660,45	556,11

Fuente: elaboración propia.

Entonces, la velocidad angular se calcula utilizando la ecuación (16).

$$\omega = \frac{\text{RPM} * 2\pi}{60} \quad (16)$$

Tabla 24. Velocidad angular del disco.

Disco	D.1	D.2	D.3
ω (rad/s)	74,64	69,16	58,23

Fuente: elaboración propia.

De la ecuación (12), con el diámetro mayor el número de Reynolds es:

Tabla 25. Número de Reynolds por efecto giratorio.

Disco	D.1	D.2	D.3
Re _g	230365,63	234780,53	283958,67

Fuente: elaboración propia.

El número de Reynolds es inferior al número crítico de Reynolds, y por tanto, sigue siendo un

flujo laminar y el número de Nusselt promedio se determina a partir de la ecuación (17).

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 * Re_g^{0,5} * Pr^{1/3} \quad (17)$$

Tabla 26. Número de Nusselt por efecto giratorio.

Disco	D.1	D.2	D.3
Nu	285,97	288,27	317,35

Fuente: elaboración propia.

Seguidamente se calcula el coeficiente de convección con el diámetro mayor de los discos, según la ecuación (4).

Tabla 27. Coeficiente de convección por efecto giratorio.

Disco	D.1	D.2	D.3
h (W/m ² · °C)	33,19	31,90	29,30

Fuente: elaboración propia.

Entonces la pérdida de calor con el área del disco y con las ecuaciones (6) y (7) es:

Tabla 28. Velocidad de pérdida de calor por efecto giratorio.

Disco	D.1	D.2	D.3
\dot{Q} (W)	121,23	220,09	185,63

Fuente: elaboración propia.

Convección en el interior de los ductos

El flujo de líquidos o gases por tubos o ductos es de uso común en aplicaciones de calefacción o enfriamiento, por lo cual tomaremos este tema para analizar la disipación de calor del disco de frenos ventilado.

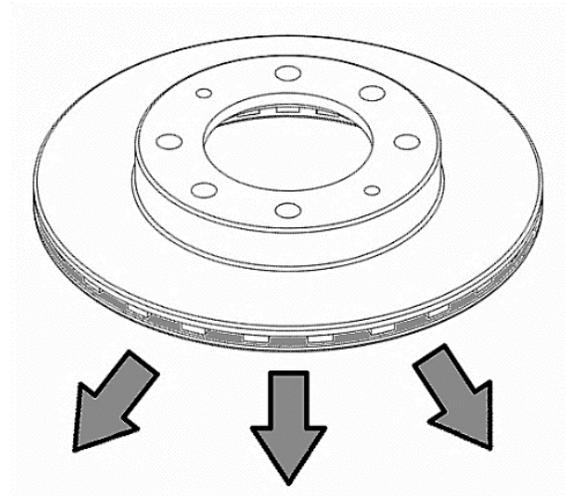


Figura 8. Conductos de ventilación del disco de freno.

Fuente: elaboración propia.

Los ductos no circulares suelen utilizarse en aplicaciones como sistemas de ventilación o enfriamiento; teniendo en cuenta lo anterior y analizando el disco de freno de la figura 8, tenemos un sistema de ventilación entre las dos secciones del disco, lo que forma un sistema de enfriamiento por ductos no circulares (Willockx, Tjoen, Steeman, y De Paepe, 2005).

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Mediante la dinámica de fluidos computacional tridimensional (CFD) utilizando el *software* Solidworks Simulation, se analizó la distribución de transferencia de calor por convección en un disco que gira a alta temperatura por medio de un ducto de flujo de aire horizontal, en donde se obtuvieron resultados de velocidad y temperatura dentro de los canales de ventilación a lo largo de la geometría para los tres discos de frenos (Hirasawa *et al.*, 2014). Teniendo en cuenta un vehículo con masas de 1250, 1950 y 2250 kg, que lleva además una velocidad de 80 km/h, circulando en un ambiente de 20 °C, la temperatura que se genera en el disco de freno hasta detenerse es de aproximadamente 82, 107 y 90 °C, respectivamente.

El patrón de flujo de aire se ve afectado por la convección natural causada por la diferencia de temperaturas, el flujo de convección forzada se ve reflejado a lo largo de la superficie del disco, y el flujo de rotación inducida en todo el disco. Los resultados calculados muestran que la relación de los valores máximos y mínimos del flujo de calor promedio a lo largo de la dirección en el disco (He, Ma, y Huang, 2005).

En la figura 9 se puede observar el comportamiento del fluido del disco de freno 1, en donde se puede evidenciar que la distribución de la velocidad es uniforme en los canales, presentando una variación promedio de 1,5 m/s aproximadamente a lo largo del eje Y.

En la figura 10 se encontró que la disipación de calor en la geometría del disco a lo largo del eje X es uniforme, aunque el gradiente de temperatura

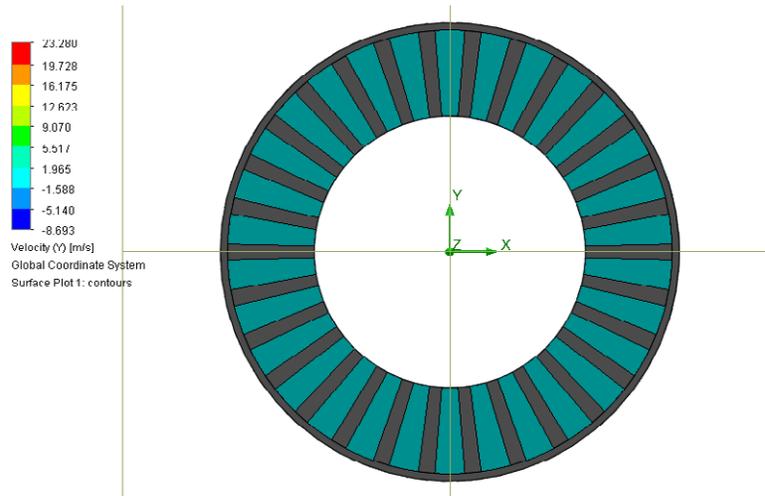


Figura 9. Análisis de la velocidad en los canales del disco 1.

Fuente: elaboración propia.

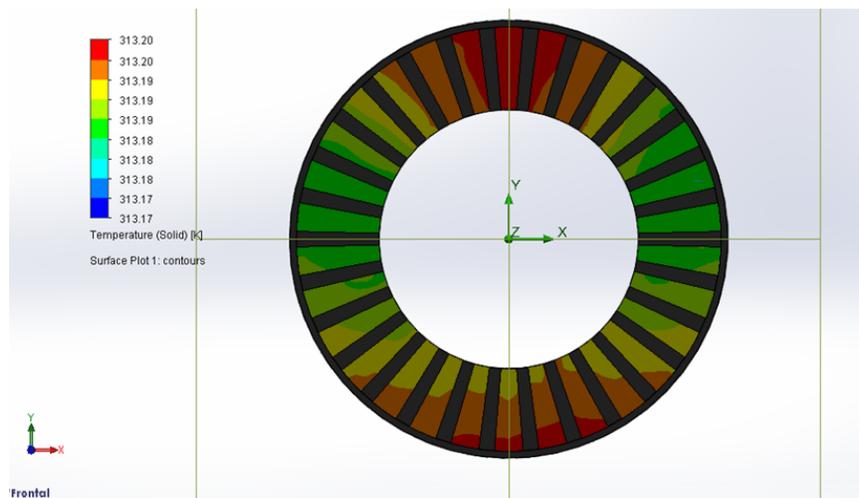


Figura 10. Análisis de la temperatura circundante en los canales del disco 1.

Fuente: elaboración propia.

es bajo a medida que transcurre el paso del flujo de aire.

En la figura 11 se puede observar el comportamiento del fluido del disco de freno 2, en donde se puede evidenciar que la distribución de la velocidad es uniforme en los canales, presentando una variación promedio de 3,5 m/s aproximadamente a lo largo del eje Y.

En la figura 12 se encontró que la disipación de calor en la geometría del disco a lo largo del eje X

es uniforme, aunque el gradiente de temperatura es bajo a medida que transcurre el paso del flujo de aire.

En la figura 13 se puede observar el comportamiento del fluido del disco de freno 3, en donde se puede evidenciar que la distribución de la velocidad es uniforme en los canales, presentando una variación promedio de 2,5 m/s aproximadamente a lo largo del eje Y.

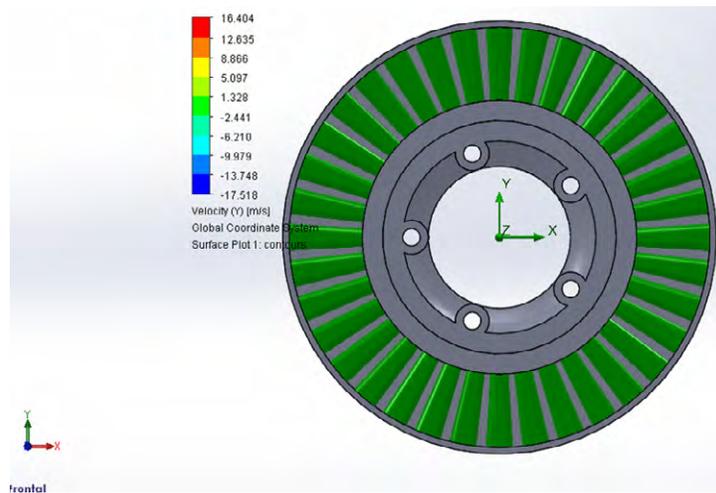


Figura 11. Análisis de la velocidad en los canales del disco 2.

Fuente: elaboración propia.

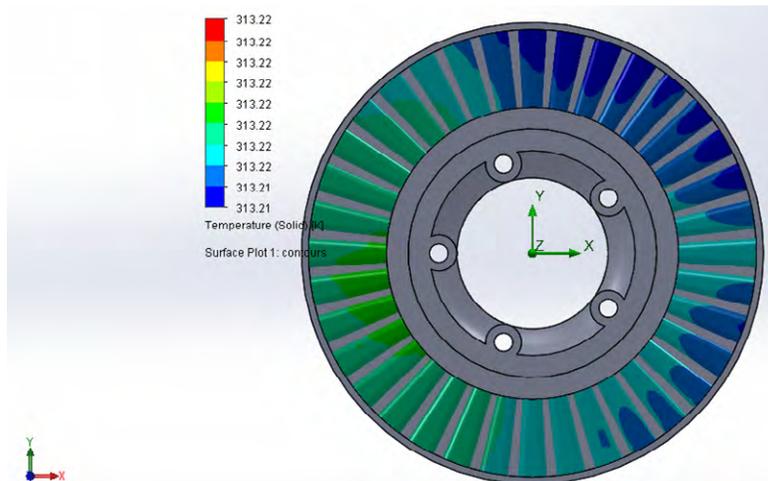


Figura 12. Análisis de la temperatura circundante en los canales del disco 2.

Fuente: elaboración propia.

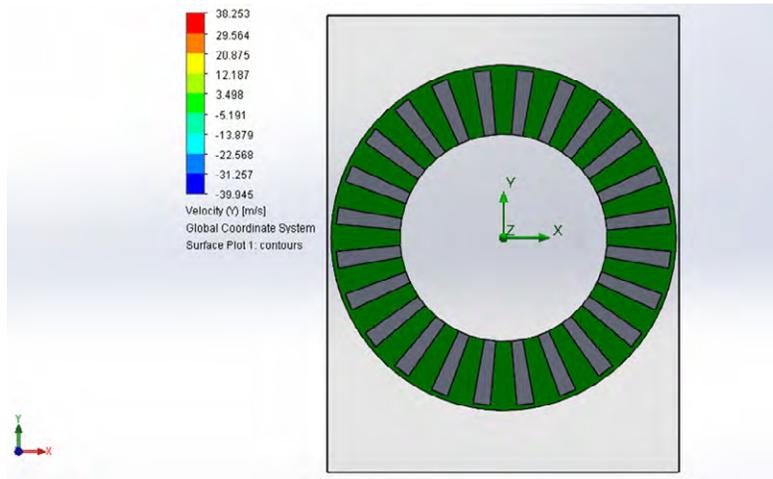


Figura 13. Análisis de la velocidad en los canales del disco 3.

Fuente: elaboración propia.

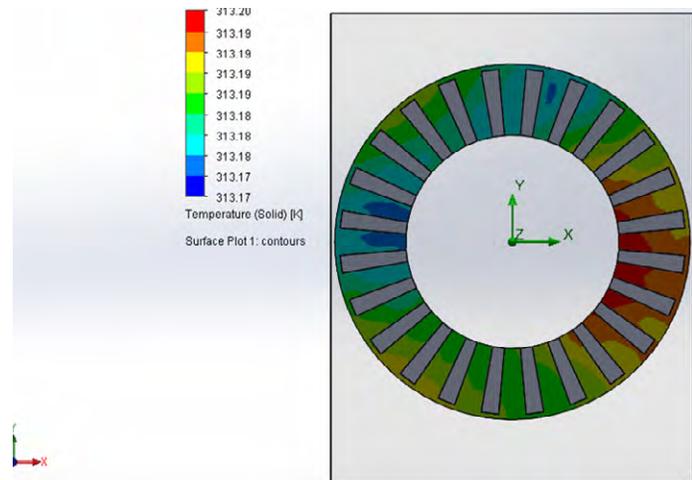


Figura 14. Análisis de la temperatura circundante en los canales del disco 3.

Fuente: elaboración propia.

En la figura 14 se encontró que la disipación de calor en la geometría del disco a lo largo del eje X es uniforme, aunque el gradiente de temperatura es bajo a medida que transcurre el paso del flujo de aire.

CONCLUSIONES

El sistema que se consideró motivo de estudio y cálculo fue el más adecuado debido a que las

muestras son fáciles de conseguir, además hoy día un gran número de vehículos poseen frenos de disco ventilados en las cuatro ruedas por su efectividad en el proceso de frenado; caso contrario ocurre en vehículos que continúan utilizando los frenos de tambor en el eje trasero, y por lo general la mayoría de los inconvenientes relacionados en estos sistemas como la pérdida de calor, corrosión, grietas, etc., proceden de la ineficiencia del

frenado, debido a que las zonas de generación de calor se encuentran cerradas y se retrasa la evacuación de calor (Piña, 2008).

Para el análisis realizado en el *software* Solidworks a los tres frenos, se pudo validar el comportamiento en cuanto a la velocidad y temperatura de transmisión dentro de los canales de ventilación, además se comprobó que el disco 2 (el de marca Toyota) es el que demuestra mayor efectividad durante los procesos de transferencia de calor sometido a las condiciones calculadas matemáticamente. Asimismo, para el caso de las tres geometrías de los frenos de disco, la disipación de calor al medio ambiente se hace mínima y constante para un instante de tiempo en los análisis efectuados en el *software*. Debido a que se generan altas temperaturas en los discos, el proceso de disipación de calor demora aproximadamente entre 40 y 60 minutos en alcanzar la temperatura ambiente, según cálculos obtenidos (García León, 2014).

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la División de Investigación y Extensión y al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, por su apoyo en la realización de las pruebas de caracterización de los discos de frenos, además, la financiación de eventos científicos en los cuales se muestran los resultados de investigación.

REFERENCIAS

- Belhocine, A., & Bouchetara, M. (2011). Simulation of fully coupled thermomechanical analysis of automotive brake discs. *SIMULATION*, 88 (8), 921-935. <http://doi.org/10.1177/0037549711429975>
- Belhocine, A., & Bouchetara, M. (2012). Thermomechanical Behaviour of Dry Contacts in Disc Brake Rotor with a Grey Cast Iron Composition. *Transactions of the Indian Institute of Metals*, 65 (3), 231-238. <http://doi.org/10.1007/s12666-012-0129-6>
- Belhocine, A., & Bouchetara, M. (2013). Investigation of temperature and thermal stress in ventilated disc brake based on 3D thermomechanical coupling model. *Ain Shams Engineering Journal*, 4 (3), 475-483. <http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/j.asej.2012.08.005>
- Blau, P. J.; Jolly, B. C.; Qu, J.; Peter, W. H., & Blue, C. A. (2007). Tribological investigation of titanium-based materials for brakes. *Wear*, 263 (7-12), 1202-1211. <http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2006.12.015>
- Blau, P. J., & Meyer III, H. M. (2003). Characteristics of wear particles produced during friction tests of conventional and unconventional disc brake materials. *Wear*, 255 (7-12), 1261-1269. [http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648\(03\)00111-X](http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00111-X)
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico. Tercera ed.* México: McGraw-Hil.
- Cristol-Bulthé, A.L.; Desplanques, Y.; Degallaix, G., & Berthier, Y. (2008). Mechanical and chemical investigation of the temperature influence on the tribological mechanisms occurring in OMC/cast iron friction contact. *Wear*, 264 (9-10), 815-825. <http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2006.12.080>
- Eriksson, M.; Bergman, E., & Jacobson, S. (2002). On the nature of tribological contact in automotive brakes. *Wear*, 252 (1-2), 26-36. [http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648\(01\)00849-3](http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/S0043-1648(01)00849-3)
- García León, R. A. (2014). *Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión.* Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña. Recuperado de: <http://repositorio.ufps.edu.co:8080/dspaceufps/bitstream/123456789/251/1/25724.pdf>
- 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. <http://doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2015.3.a04>
- He, Y.; Ma, L., & Huang, S. (2005). Convection heat and mass transfer from a disk. *Heat and Mass*

- Transfer*, 41 (8), 766-772. <http://doi.org/10.1007/s00231-005-0628-7>
- Hernández Mora, J. A.; Trujillo Rodríguez, C. L., & Vallejo Lozada, W. A. (2013). Modelamiento de la irradiación y la temperatura ambiente utilizando funciones de probabilidad. *Tecnura*, 18 (39), 128-137. <http://doi.org/http://dx.doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2014.1.a09>
- 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. <http://doi.org/10.1115/IMECE2014-36142>
- Kim, D.-J.; Lee, Y.-M.; Park, J.S., & Seok, C.S. (2008). Thermal stress analysis for a disk brake of railway vehicles with consideration of the pressure distribution on a frictional surface. *Materials Science and Engineering: A*, 483-484, 456-459. <http://doi.org/http://dx.doi.org/10.1016/j.msea.2007.01.170>
- Kim, M. R.; Ahn, B. J.; Lee, J. M., & Jung, Y. K. (2007). Numerical Investigation of Thermal Behavior in Brake Assembly During the ALPINE Braking Mode. <http://doi.org/10.4271/2007-01-1021>
- Kobus, C. J. (2005). Utilizing disk thermistors to indirectly measure convective heat transfer coefficients for forced, natural and combined (mixed) convection. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29 (6), 659-669. <http://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2004.10.001>
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Segunda ed.* (Ediciones). Madrid, España.
- Milenković, P. D.; Jovanović, S. J.; Janković, A. S.; Milovanović, M. D.; Vitošević, N. D.; Djordjević, M. V., & Raičević, M. M. (2010). The influence of brake pads thermal conductivity on passenger car brake system efficiency. *Thermal Science*, 14 (SUPPL.1). <http://doi.org/10.2298/TSCI100505016M>
- Piña, M. (2008). *Estudio de la influencia de la morfología gráfica sobre las propiedades mecánicas de los discos de freno automotrices*. Instituto Politécnico Nacional México.
- Romero Millán, L. M.; Cruz Domínguez, M. A., & Sierra Vargas, F. E. (2016). Efecto de la temperatura en el potencial de aprovechamiento energético de los productos de la pirólisis del cuesco de palma. *Revista Tecnura*, 20 (48), 89-99. <http://doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2016.2.a06>
- Talati, F., & Jalalifar, S. (2009). Analysis of heat conduction in a disk brake system. *Heat and Mass Transfer*, 45 (8), 1047-1059. <http://doi.org/10.1007/s00231-009-0476-y>
- Willockx, A.; Tjoen, C.; Steeman, H.-J., & De Paepe, M. (2005). Numerical Study on Natural Convection and Radiation From a Square Disk. In *Heat Transfer*. Volume 1, 545-553. ASME. <http://doi.org/10.1115/HT2005-72300>