



ING. AUTOMOTRIZ

Trabajo de Integración Curricular

Artículo de Investigación para la obtención del título de Ingeniería en Mecánica Automotriz

AUTOR:

Matheo Fernando Collaguazo
Carrasco

TUTOR:

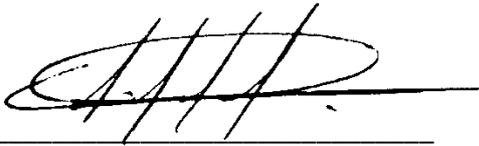
Msc. Gorky G. Reyes

Análisis Térmico de Pastillas de Freno en Vehículo Tipo M1

CERTIFICACIÓN DE AUTORÍA

Yo, **Matheo Fernando Collaguazo Carrasco**, declaro bajo juramento, que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional y que se ha consultado la bibliografía detallada.

Cedo los derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador, para que sea publicado y divulgado en internet, según lo establecido en la Ley de Propiedad Intelectual, su reglamento y demás disposiciones legales.



Matheo F. Collaguazo Carrasco

APROBACIÓN DEL TUTOR

Yo, **Reyes Campaña Guillermo Gorky**, certifico que conozco al autor del presente trabajo, siendo el responsable exclusivo tanto de su originalidad y autenticidad, como de su contenido.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Reyes Campaña', is written over a horizontal line. The signature is stylized and cursive.

Reyes Campaña Guillermo Gorky

DEDICATORIA

Este trabajo de titulación es dedicado para mis padres por el esfuerzo, tiempo y recursos económicos que han empleado en mi educación con la finalidad de que yo pueda seguir desarrollándome como profesional y ser humano, acompañado del objetivo claro de poder lograr un aporte significativo en mi vida y la sociedad.

Además, el factor importante de los valores y metas claras que mis padres han infundido en mí, mis amigos del colegio, aunque ya no nos reunamos muchos siempre han sido un aporte muy importante en mi desarrollo al cómo enfrentar situaciones nuevas y distintas que he pasado toda esta etapa universitaria de mi vida, también mis mascotas (Zirius y Nina) que han sido una compañía en las amanecidas y anochecidas de estudio, deberes o terminación de proyectos.

Matheo.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la Universidad Internacional Del Ecuador por darme la oportunidad de formar parte de la familia UIDE, así como la facultad de Ingeniería Automotriz que, en conjunto con los ingenieros y personal, han podido dejar en mi enseñanza, conocimiento y experiencias vividas, que me sirven como una herramienta para mi desempeño profesional en la sociedad, agradezco a Msc. Gorky G. Reyes, tutor de titulación por ser la guía, punto de referencia y apoyo con el fin de conseguir el requisito más importante para culminar mi etapa universitaria.

!!!Gracias a todos!!!

Matheo.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN DE AUTORÍA	iii
APROBACIÓN DEL TUTOR	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
RESUMEN	11
ABSTRACT	11
INTRODUCCIÓN	12
MARCO TEÓRICO	14
Antecedentes	14
Seguridad en el sistema de frenado.....	14
Sistema de frenos	15
Discos de frenos.....	15
Normativa.....	16
Materiales.....	16
Pastillas de freno	16
Normativa.....	16
Materiales.....	17
Modelos de Estudio en Materiales de Fricción.....	17
Sistema de freno-Calor Generado.....	18
Disipación de energía en el sistema de freno.....	18
Energía en la pastilla de freno.....	19
MATERIALES Y MÉTODOS	19
Métodos.....	19
Materiales.....	19

Vehículo.....	19
Discos.....	20
Pastillas.....	21
Equipos	21
Cámara Termográfica	21
Dinamómetro Digital	22
Normativa para pruebas	22
RESULTADOS Y DISCUSIÓN	23
Procedimiento	24
Resultados	25
Prueba Velocidad 60 km/h.....	25
Prueba Velocidad 90 km/h.....	26
Prueba Velocidad 120 km/h.....	27
CONCLUSIONES	29
BIBLIOGRAFÍA	31
ANEXOS	37
ANEXOS INTRODUCCIÓN.....	37
ANEXOS MARCO TEÓRICO	55
ANEXOS MATERIALES Y MÉTODOS.....	110

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Composición general de un disco de fundición</i>	16
Tabla 2 <i>Código de clasificación de materiales de fricción</i>	17
Tabla 3 <i>Características y composición de los tipos de pastillas de freno</i>	17
Tabla 4 <i>Ficha técnica Aveo Emotion 2017</i>	20
Tabla 5 <i>Especificaciones del disco de freno</i>	20
Tabla 6 <i>Información General Pastillas High Power – ACDelco</i>	21
Tabla 7 <i>FTP 75-Parámetros</i>	22
Tabla 8 <i>Parámetros para pruebas</i>	23

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 <i>FTP 75-Gráfica</i>	22
Figura 2 <i>Representación del procedimiento</i>	24
Figura 3 <i>Diagrama de Flujo-Pruebas de temperatura</i>	25
Figura 4 <i>Temperatura disco y pastilla (60 km/h)</i>	26
Figura 5 <i>Temperatura disco y pastilla (90 km/h)</i>	27
Figura 6 <i>Temperatura disco y pastilla (120 km/h)</i>	28

ANÁLISIS TÉRMICO DE PASTILLAS DE FRENO EN VEHÍCULO TIPO M1

Ing. Gorky G. Reyes. Msc¹, Matheo Fernando Collaguazo C.²

¹ *Maestría Especialidad - Universidad, Título Obtenido, gureyesca@internacional.edu.ec, Quito – Ecuador*

² *Ingeniería Automotriz Universidad Internacional del Ecuador, macollaguazo@internacional.edu.ec, Quito – Ecuador*

RESUMEN

En el caso particular de Latinoamérica solo los vehículos de un valor económicamente alto equipan nuevas tecnologías en materia de seguridad mientras que vehículos considerados como de entrada o de un segmento más accesible poseen seguridades mínimas, a la vez estas seguridades se ven alteradas por repuestos económicos que no posee certificaciones, por esta razón el estudio se centró en analizar las variables térmicas en distintos tipos de pastilla económicas ofertadas en el mercado para vehículos tipo M1, por medio de una metodología investigativa inductiva y revisiones de documentos, se realizaron pruebas estáticas en pastillas de carbón, cerámicas y semimetálicas todos con un coeficiente de fricción FF, tomando de referencia ciclos conducción y normativas reconocidas mundialmente para la generación de datos de entrada transversales que estandarice las pruebas, como resultado las pastilla de carbón presenta temperaturas más bajas en conjunto al disco de freno con relación a las pruebas realizadas en las pastillas semimetálicas y cerámicas, en cambio estas generan más temperatura en el disco pero con una disipación mayor de temperatura. En función de los datos obtenidos una pastilla de carbón puede tener un ciclo de vida más largo en entornos urbanos, con la condición de que el accionamiento del freno sea controlado y moderado, en el caso de las pastillas semimetálicas y cerámicas por el tipo de composición tienden a desgastarse de menor manera, pero con el riesgo de cuando se produce frenados frecuentes se genere afectaciones en los elementos principales del sistema de frenado.

Palabras clave: Seguridad Activa, Pastillas, Temperatura, INEN, Ciclo de conducción

ABSTRACT

In the particular case of Latin America, only vehicles of a high economic value are equipped with new technologies in terms of safety, while vehicles considered as entry-level or of a more accessible segment have minimum safety at the same time these safeties are altered by economic spare parts that do not have certifications for this reason the study focused on analyzing the thermal variables in different types of economic pads offered in the market for M1 type vehicles by means of an inductive research methodology and the review of documentation, static tests were carried out on carbon, ceramic and semi-metallic pads, all with a coefficient of friction FF taking as a reference driving cycles and globally recognized standards for the generation of cross-sectional input data that standardize the tests, as a result the carbon pad presents lower temperatures in conjunction with the brake disc in relation to the tests Made of semi-metallic and ceramic pads, on the other hand these generate more temperature in the disc but with a greater temperature dissipation. Depending on the data obtained, a carbon pad can have a longer life cycle in urban environments, with the condition that the brake actuation is controlled and moderate in the case of semi-metallic and ceramic pads due to the type of composition it tends to wear less but with the risk that when frequent braking occurs, it generates effects on the main elements of the braking system.

Keywords: Active Safety, Pad Brakes, Temperature, INEN, Driving Cycles

INTRODUCCIÓN

En la actualidad con el desarrollo de la industria, se han implementado nuevos sistemas de seguridad en los autos ,pero en el caso particular de Latinoamérica esto no aplica, solo los vehículos de un valor económicamente alto equipan estas nuevas tecnologías ,al contrario vehículos considerados como de entrada o de un segmento más accesible ,por ejemplo en Ecuador ,“los requisitos mínimos de seguridad en el sistema de frenos solo se relaciona con el ABS (Anti Lock Brake System en sus siglas en inglés) como un sistema de seguridad activa los cuales están bajo la norma INEN 034”(Servicio Ecuatoriano de Normalización, 2024).Por otra parte la mayoría de estos vehículos de entrada poseen dos sistemas de frenado para generar reducción de costos.

Existe entes que regulan la capacidad que tienen los vehículos en apartados de seguridad, se contabiliza que a nivel mundial existe 10 entidades reguladoras que se dedican a la calificación y certificación de seguridad en vehículos, entre los cuales se encuentran, “Euroncap en Europa, JNCAP en Japón, ASEAN en Australia, LATINNCAP en América Latina, USNCAP para Estados Unidos y CNCAP para China” (AUTOMagazine.ec, 2023).

Los autos más vendidos en América Latina están relacionados con el factor económico ya que tienen precios accesibles para los compradores, pero con características donde la seguridad de los ocupantes es nula, “Algunos de los autos más vendidos en América Latina no cumplen con los estándares recomendados de seguridad y sus fabricantes comercializan versiones menos seguras en la región, de acuerdo con el Programa de Evaluación de Autos Nuevos para América y el Caribe”(BBC NEWS MUNDO, 2016).

La seguridad de los vehículos en Ecuador se encapsula en América Latina ya que no es la misma que en Europa, “Los cinco autos livianos más vendidos en el Ecuador tienen una baja calificación en seguridad, con un promedio de cero estrellas sobre cinco en pruebas de choque” (Miranda, 2022).Existen diferentes factores que generan que los vehículos tengan falta de seguridad ,como la preferencia de abaratar costos por las imposiciones arancelarias que posee el Ecuador que llegan a ser altas en comparación a otros países de la región ,por otro lado la falta de decisiones políticas y la falta de apoyo gubernamental, en el caso de la primera, en Ecuador ni en la región las marcas de vehículos tienen obligaciones que demuestran que estos tienen un estándar de seguridad ,por lo cual es un vacío que las marcas aprovechan para comercializar vehículos de baja seguridad.

Esta falta de seguridad se potencializa en el momento donde las fallas mecánicas más comunes en accidentes de tránsito están relacionadas con sistemas fundamentales del vehículo, Según Bladimir Vásquez (Gerente de Servicio de Teojama Comercial), “existen tres fallas mecánicas previsibles comunes en los accidentes de tránsito, mal estado de los frenos, en las llantas y en la dirección”(CÁMARA DE COMERCIO DE QUITO, 2023).

Debido a todos los factores anteriormente descritos se analizó las variables de funcionamiento que se involucran el comportamiento térmico de frenado en vehículos M1 con el fin de determinar qué pastilla de freno representa mejores prestaciones, a la vez se determinó la composición general de materiales en las pastillas de freno ofertadas para la categoría del vehículo seleccionado, también se realizaron pruebas a los elementos bajo estándares como es la normas ISO que puedan aportar datos relevantes al estudio con la combinación de pruebas de campo ,con los pasos mencionados anteriormente se evaluó cuál de los elementos posee mejores características en función de las variables térmicas recopiladas.

Existe estudios que analizaron sobre el mejoramiento del sistema de frenado en la categoría M1 partiendo desde el elemento denominado disco de freno como es el caso de **“Análisis Dinámico de un disco de freno en un vehículo Aveo Emotion 1.6 para el mejoramiento del sistema de frenado”**, el aporte del estudio presente es también generar importancia en los otros tipo de elemento que poseen un papel fundamental a la hora del correcto funcionamiento del sistema de frenos ,vale identificar que las pastillas de freno tienen más rotación a la hora de realizar los mantenimientos que un disco de freno.

Complementariamente el estudio **“Determinación de la Eficacia del Frenado en un Vehículo Chevrolet Aveo Emotion utilizando Distintos Materiales de Fricción en los Elementos Frenantes”**, llega a tener relación con las formas de medición y el elemento del presente estudio ,la diferencia principales de este ,son la fundamentación y los materiales ,por lo tanto la aportación ,es la utilización de repuestos alternos-certificados como elementos de prueba, nuevas variables y procedimientos adicionales de medición.

Las pastillas de freno de baja calidad pueden ser muy ruidosas, desgastarse más rápido y también causar desgaste en otras piezas del sistema de frenos, como los rotores de los frenos, lo que implica un mayor gasto a largo plazo. La seguridad de los autos en Latinoamérica es un tema de gran preocupación. Según estudios, la región tiene una de las tasas de mortalidad en accidentes de tráfico más altas del mundo. La falta de infraestructura

vial adecuada, el incumplimiento de las normas de tráfico, la falta de educación vial y la baja calidad de los vehículos son algunos de los factores que contribuyen a esta situación. Es fundamental que los gobiernos y las empresas automotrices trabajen juntos para mejorar la seguridad de los vehículos en Latinoamérica y reducir el número de accidentes en las carreteras (LATIN NCAP, 2024).

MARCO TEÓRICO

Antecedentes

“A finales de siglo XIX, los frenos tenían un sistema formado por un cable de acero que, lograba detener el vehículo bloqueando la rueda, el conductor debía tener suficiente fuerza para poder detener el coche” (ALFONSO FIGARES, 2024). En la actualidad existen diferentes sistemas de seguridad que son fundamentales ante posibles accidentes, estos se categorizan como **Pasivos** que evitan daños físicos a los ocupantes al momento de que ocurra el accidente y **Activos** que ayudan al vehículo a prevenir un posible accidente, siendo uno de los más importantes el **sistema de freno**. También existe el **ADAS** (Advanced Driver Assistance Systems) este sistema utiliza señales visuales y acústicas por medio de sensores que recopilan la información con el objetivo de tomar decisiones para evitar accidentes sin que el conductor necesariamente actúe en la acción evasiva.

Seguridad en el sistema de frenado

La seguridad en los sistemas de freno ha ido evolucionando con el objetivo de ser más eficiente, partiendo del sistema **ABS**¹, el cual su función es provocar que los neumáticos no lleguen a bloquearse al momento de accionar el freno hasta el fondo, generando mayor maniobrabilidad al momento de evitar un obstáculo (GEELY, 2024). El **ESC** (Electronic Stability Control), “su función es conseguir que el vehículo se mantenga en la trayectoria marcada por el conductor con el volante, reduciendo en buena medida los siniestros viales derivados de un derrape” (Aprende Emergencias, 2023). El **BAS** (Brake Assist System) utiliza diversos sensores que sondan la presión ejercida sobre el pedal de freno y la velocidad del vehículo al momento que se detecta una frenada de emergencia, el sistema aumenta automáticamente la presión de frenado, lo que permite detener el vehículo de manera rápida y controlada (HRmotor, 2024). El **AEB** (Autonomus Emergency Braking) sistema que

¹ Anti Lock Brake System.

funciona con el principio de un radar. “Cuando el conductor del vehículo acelera, el radar certifica que se tiene un obstáculo delante evitando la colisión de forma inmediata” (FUNDACIÓN CEA, 2023). Por último, el TCS (Traction Control System) encargada de detectar si alguna de las ruedas está perdiendo agarre en la carretera, al identificar la pérdida el sistema aplica automáticamente los frenos a esa rueda o corta la potencia del motor, si las ruedas pierden agarre el automóvil puede volverse inestable y provocar una situación peligrosa” (KIA, 2020).

Sistema de frenos

Sistemas más importantes que forman parte del vehículo, es de importancia su adecuada revisión de este factor dependerá la calidad de frenado. Hay diferentes sistemas de frenos, por sus accionamientos, propiedades y características, son ampliamente utilizados en diferentes categorías de vehículos cada uno posee ventajas e inconvenientes, en la actualidad existe dos sistemas que destacan, el hidráulico y el neumático, siendo el primero el más utilizado. Los Frenos Neumáticos, se caracterizan por la utilización de aire comprimido y generalmente su aplicación es en vehículos pesados o de carga, teóricamente este sistema tiene el mismo principio de funcionamiento que el hidráulico pero este caso utiliza aire comprimido por lo cual este sistema se compone de un compresor. Poseen una gran durabilidad ya que no se llegan a calentar de manera fácil y puede llegar a ser costoso por el tipo de ventajas que brinda (BOSCH, 2024). Los Frenos Hidráulicos, son comunes y considerados con el sistema más utilizado, este tipo de sistema se basa en la presión a la que está sometido un fluido dentro de un circuito al momento de realizar la acción de pisar el pedal de freno, pueden llegar a actuar sobre la zapata o pistones que hacen que unas las pastillas de freno se accionen.

Discos de frenos

Elementos para generar la reducción de velocidad en el vehículo, este efecto se produce al momento que los frenos entran en contacto con el disco al accionar el pedal de freno. Su característica principal como elemento es la forma de desgaste ya que no es prematura por su fabricación en metal a diferencia de las pastillas que están fabricadas con un componente de fricción (MANUAL TÉCNICO DE LA PASTILLA DE FRENO, 2024).

Normativa

La normativa ECE R90 especifica los cumplimientos en diseño, fabricación y prestaciones que debe poseer un disco de freno. “El reglamento se propone garantizar que los discos y los tambores utilizados como repuesto proporcionen prestaciones equivalentes en cuanto a funcionalidad, seguridad y eficiencia a las del producto original que van a sustituir” (Brembo, 2024). Esta normativa se basa en las siguientes normas ISO 6312:1981, ISO 6310:1981 Y ISO 2039-2:1987 (EUROLAB, 2024).

Materiales

En la actualidad existe discos de freno de distintos materiales como acero inoxidable, aluminio, titanio o cerámica, por lo general los discos más utilizados son los discos sólidos que poseen una superficie lisa y están hechos de una fundición de grafito compuestas por distintos materiales (Lara, 2014). Como se lo puede observar en la Tabla 1

Tabla 1

Composición general de un disco de fundición

Composición Básica - Disco de Freno				
Material	Hierro	Manganeso	Silicio	Grafito
Porcentaje	93%	± 7% – 8%	± 7% – 8%	-
Resistencia a la tracción (N/mm²)	25-30	650	170	29
Dureza HB	160-220	240	85	-
Densidad g/cm³	7,874	7,43	2,33	0,37

Nota. Propiedades físicas-químicas de los materiales de composición. Elaboración Propia. Tomado de (Lara, 2014).

Pastillas de freno

Su principal objetivo es brindar la fricción necesaria a los discos de freno, en función de la forma en que se activen ya que al momento de accionar el pedal del freno dependiendo la forma en que se accionen, el vehículo detendrá su marcha de forma rápida o lenta.

Normativa

La composición de pastillas de freno están bajo la norma ISO 611, dónde se determina el material de fricción para pastillas de freno en función del coeficiente de fricción, existe dos caracteres que determina la designación de material, donde la primera letra representa el

coeficiente de fricción en frío y la segunda el coeficiente de fricción en caliente, como se lo puede observar en la Tabla 2

Tabla 2

Código de clasificación de materiales de fricción

Letra del código	Coefficiente de fricción (μ)
C	$\mu \leq 0,15$
D	$0,15 < \mu \leq 0,25$
E	$0,25 < \mu \leq 0,35$
F	$0,35 < \mu \leq 0,45$
G	$0,45 < \mu \leq 0,55$
H	$\mu > 0,55$
Z	Sin Clasificación

Nota. Elaboración Propia. Tomado de (MATERIAL DE FRICCIÓN PARA EL SISTEMA DE FRENOS DE AUTOMOTORES, REQUISITOS E INSPECCIÓN, 2010).

Materiales

Existen diferentes pastillas de freno, cada uno se diferencia en función de su rendimiento, composición y costo, las características y composición de material de cada tipo de pastillas, se lo pueden observar en la Tabla 3

Tabla 3

Características y composición de los tipos de pastillas de freno

Tipo de Pastillas			
Semimetálicas	Cerámica	Orgánicas	Bajo Acero
-Rendimiento equilibrado. -Mayor composición de metal. -Grafito y elementos inorgánicos en un 35%.	-Buena disipación de calor. -Buen rendimiento de frenado. -Composición de goma sintética, metales no ferrosos y fibras cerámicas. -80% composición cerámica	-Composición de metal de 15%. -Materiales de composición a partir hidrocarburos. -Materiales extras de composición vidrio, carbonó y kevlar. -Conducción tranquila y bajas velocidades	-Similares a las orgánicas -Composición de elementos metálicos del 10-30%

Nota. Elaboración Propia. Tomado de (RO-EDS RECAMBIOS, 2024).

Modelos de Estudio en Materiales de Fricción

La pastillas y discos de freno deben cumplir características con el fin de soportar las temperaturas que genera el sistema, para no perder propiedades, “la energía disipada es equivalente al producto de la energía potencial y cinética que llega a convertirse en energía

calórica, esta energía debe ser disipada para que el sistema no pierda eficiencia". (Garcia Leon, 2016)

Sistema de freno-Calor Generado

Al momento de que las pastillas y el disco tienen rozamiento se produce energía que se puede calcular con la siguiente Ecuación (1):

$$q_{total} = \frac{E_f}{a * t} \quad \text{Ec. [1.1]}$$

Donde:

E_f : Energía Total Disipada

a: Área de la pastilla

t: Tiempo de frenado

Disipación de energía en el sistema de freno

En el proceso de frenado, la energía cinética del vehículo se convierte en calor, principalmente a través del roce entre las pastillas y el disco de freno. Para determinar la cantidad de energía que se disipa en este proceso, es necesario considerar tres factores, que en este caso son la velocidad, masa y factor de corrosión para masas rodantes el cual está en el rango de 1.05 a 1.15 en vehículos estándar (Carranza y Beltran, 2003). Para su cálculo se utiliza la Ecuación (2):

$$E_f = \frac{K * m * (V_i - V_f)^2}{2} \quad \text{Ec. [2.1]}$$

Donde:

E_f : Energía Total Disipada

k: Factor de corrección-Masa Rodante

m: Masa del vehículo

V_i : Velocidad Inicial

V_f : Velocidad Final

Energía en la pastilla de freno

Al momento de realizar la operación de frenado la energía total se distribuye de la misma forma que el peso del vehículo, conformando un 80% de energía concentrada en el eje delantero y un 20% en el posterior. Por lo cual al querer calcular la energía en cada pastilla de freno se toma en cuenta que la energía total está distribuida en 90% en los discos y un 10% en las pastillas de freno, esta energía se puede calcular con la siguiente Ecuación (3):

$$E_{pastilla} = \frac{E_f * 0,8 * 0,1}{4} \quad \text{Ec. [3.1]}$$

MATERIALES Y MÉTODOS

Métodos

Mediante la utilización del método de investigación inductivo cuantitativo se analizará las variables de funcionamiento que están involucradas en el comportamiento térmico del frenado ya que permite tener información a partir de la observación de hechos o pruebas con el fin de generar información de referencia desde un punto particular hacia lo general a la par como complemento por medio de artículos, informes y manuales se obtiene información importante para el presente artículo de investigación, además se añade normativas y parámetros para la realización de ensayos. De igual forma por el método de investigación documental se determina la composición general de material en las pastillas de freno ofertadas para vehículos M1, adicionalmente se realizar pruebas para determinar qué tipo pastilla empleadas en el estudio, tiene mejores características obteniendo resultados numéricos o cuantitativos que a la par aportaran en la interpretación del comportamiento del disco de freno en función de cada pastilla seleccionada, siendo que este último sea un método experimental.

Materiales

Vehículo

Chevrolet fue la marca con mayor participación en el mercado ecuatoriano con una gran distribución de sus modelos Aveo Family y Aveo Emotion los cuales comparten componentes en común (AEADE, 2018). Estos modelos fueron ampliamente seleccionados por el mercado en función de su precio accesible, stock de repuestos y mantenimientos no

complejos, su principal utilización es el sistema de transporte como son los taxis, todas las unidades del servicio de taxi convencional, estarán sujetas a los 15 años de vida útil, establecidos en la Resolución No. 053-DIR- 2020-ANT (TRASNCOMERC, 2023). Por lo tanto, se optó por el modelo Aveo Emotion para mejorar el frenado y a la par su seguridad activa en función del tipo de pastilla que se comercializan en el país, en la Tabla 4 se puede observar la ficha técnica del vehículo.

Tabla 4

Ficha técnica Aveo Emotion 2017

Ficha técnica						
Motor	Cilindrada	Potencia	Índice de compresión	Velocidad Max	Frenos	Depósito de combustible
4 cilindros, DOHC,16 V	1598 c.c.	103HP	9.5:1	180 km/hora	Adelante Discos Abs Atrás Campana Abs	11,9 galones

Nota. Elaboración Propia. Tomado de (Velandia, 2024).

Discos

Los discos de freno en este modelo solo se los pueden encontrar en la parte delantera del sistema de frenos ,son de tipo ventilados ,de hierro fundido y tienen un diámetro exterior de 256 mm (GM, 2024). Al ser este un elemento original del fabricante ,otro tipo de material o diámetro puede variar la calidad de frenado, por lo cual tener un disco de las mismas características genera que las variables estén en los parámetros previamente obtenidos por el fabricante en función de su óptimo rendimiento, los discos tienen un mayor tiempo de vida útil a diferencia de las pastillas. Los datos anteriormente mencionados se pueden observar en la Tabla 5

Tabla 5

Especificaciones del disco de freno

Disco de Freno Aveo Emotion					
Diámetro Interno	Rotor tipo	Diámetro Interno	Diámetro exterior	Tipo de superficie	Material
123 mm	Ventilado	4,84 pulgadas	256 mm	Liso	Hierro Fundido

Nota. Elaboración Propia. Tomado de (GM, 2024).

Pastillas

Existen 3 tipos de pastillas más frecuentes en el mercado nacional, como son la cerámica, semimetálica y la de carbono, dependiendo del fabricante pueden variar su costo, por lo general la población busca buenas prestaciones a costos bajos que pueden llegar a comprometer el correcto funcionamiento de los frenos, las pastillas de marca High Power están en el rango de precio accesible en función de que las pastillas originales llegan a tener un costo aproximado de 60\$ dólares, por lo cual se utilizará dos pastillas de este proveedor, cerámica y carbón, adicional se utilizará la pastilla semimetálica de la marca ACdelco ya que esta marca trabaja en alianza con el fabricante del vehículo, pero a diferencia de las originales su precio llega a ser competitivo con los dos modelos mencionados, con el fin de revisar su comportamiento a la temperatura y si vale la pena realizar la inversión dependiendo la opción. Sus características se pueden observar en la Tabla 6

Tabla 6

Información General Pastillas High Power – ACDelco

Pastillas de Freno-Información General		
Marca	Tipo	Principales características
High Power Brake	Cerámica	-Coeficiente de fricción FF= 0,35 y 0,45 -Composición Cerámica-orgánica. -Certificada ISO 16949.
ACdelco	Semimetálica	-Coeficiente de fricción FF= 0,35 y 0,45. -Composición Semi metálica -Certificada ISO 16949.
High Power Brake	Carbón	-Coeficiente de fricción FF= 0,35 y 0,45. -Composición de carbón. -Certificada ISO 16949.

Nota. Elaboración Propia

Equipos

Cámara Termográfica

Este equipo permite medir la temperatura y provee una imagen térmica sin la necesidad del contacto con el objeto, a mayor temperatura existe más radiación que es captada por la cámara, el comportamiento de la temperatura en los discos y pastillas mediante la utilización de este equipo permite visualizar en un intervalo de tiempo como disipa la temperatura las pastillas y el disco (MESUREX, 2024).

Dinamómetro Digital

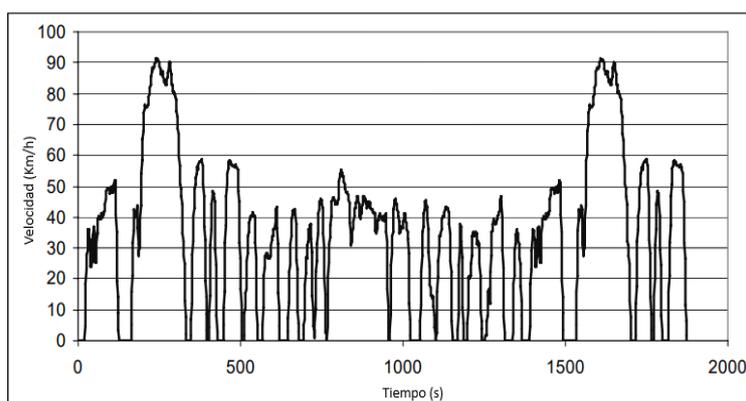
Se utiliza para de determinar la masa de los cuerpos, posee exactitud y sensibilidad, es una forma sencilla de reemplazar un sensor de fuerza, con el objetivo de parametrizar al momento de accionar el pedal de freno a la vez se tiene referencia de la fuerza que se ejerce y cómo reacciona el disco y la pastilla en función de la temperatura (PRECISUR, 2024).

Normativa para pruebas

El ciclo de conducción elegido como referencia para las pruebas a realizar en el vehículo de categoría M1 es el procedimiento de prueba federal denominado FTP-75 en cual determina diferentes parámetros iniciales que se emplea para estandarizar el ciclo (dieselnet.com, 2024). El comportamiento de este ciclo se puede observar en la Figura 1

Figura 1

FTP 75-Gráfica



Nota. Tomado de (dieselnet.com, 2024).

Es importante partir de una normativa para que los resultados obtenidos tengan la mayor exactitud sobre el estudio realizado, incluso más si es una normativa para la homologación de vehículos en Europa. Los parámetros básicos de este ciclo de conducción se pueden observar en la Tabla 7

Tabla 7

FTP 75-Parámetros

Parámetros Básicos	
Duración	1877 s
Distancia recorrida	17,77 km/h
Velocidad Media	34,12 km/h
Velocidad Máxima	91,25 km/h

Nota. Elaboración Propia. Tomado de (dieselnet.com, 2024).

De igual forma se complementará con la norma 49 CFR subparte B-N°135, que brinda parámetros, como la temperatura inicial de los discos de freno que debe ser menor o igual a 100 °C, la pendiente del recorrido comprendida entre el 1%, coeficiente de fricción de 0,9, el ancho de vía equivalente a 3.5 m y otros parámetros más que pueden ser aporte en las pruebas que se va a ejecutar (Code of Federal Regulations, 2024).

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Las pruebas se van a realizar en un entorno ideal de forma estática por lo cual se establecen parámetros para estandarizar y garantizar los resultados, tomando de referencia normativas y modos de conducción, generando datos de entrada transversales como son, la carga, el tipo de ciclo, tipo de ruta, entre otros. Las pruebas se realizó con una sola fuerza ejercida en el pedal a la que se le denomino frenada estándar este tipo de frenado se obtuvo por medio de la utilización del dinamómetro digital ,ya que otros tipos, analizados no aportan datos al estudio ,teniendo la posición ideal del pedal se lo inmovilizó con el fin de que no exista variaciones ,produciendo que las pastillas entren en contacto con el disco ,después de cada prueba ,se esperara un determinado intervalo de tiempo para que las pastillas llegue a la temperatura que se estableció como inicial, al ser una prueba estática efectos como tener las puertas abiertas o aumentar el peso en el vehículo, no generan ninguna afectación en los resultados a obtener. Todas las pruebas tienen en su ciclo 4 desaceleraciones en un lapso 15 segundos cada una y 3 aceleraciones comprendido el mismo lapso, el recorrido del pedal de freno en todas las pruebas es el mismo. A continuación, se detalla en la tabla 8 datos de entrada para la medición de temperatura en las pastillas y discos.

Tabla 8

Parámetros para pruebas

Datos de entrada-Prueba			
Temperatura ambiental °C	$T_{am} \leq 40$	Temperatura inicial de las pastillas °C (aprox)	$T \geq 75$
Velocidad Max -Prueba	60 km/h	Número de aceleraciones por prueba	3
Velocidad Max -Prueba 2	90 km/h	Número de pruebas por pastillas	3
Velocidad Max -Prueba 3	120 km/h	Número de desaceleraciones por prueba	4
Marcha al frenar	SI	Fuerza Ejercida en el pedal	$0,45 \pm 0,10$ kg

Nota. Elaboración propia

Los parámetros de velocidad están basados en los límites que se aplican en Ecuador y un Países Europeos como lo es España. En el caso del primero existen velocidades de tipo

urbano 60 km/h y perimetral 90 km/h (REGLAMENTO A LEY DE TRANSPORTE TERRESTRE, 2012) .Mientras que por el lado de España la velocidad en autopista y autovías es de 120 km/h que está determinado en el Reglamento General de Circulación (Fundación MAPFRE, 2024).

Procedimiento

Para ejecutar las pruebas ,se realizó una revisión general en el auto, al momento de terminar la revisión, se levanta el eje delantero del auto sobre torres para poder efectuar las pruebas ,acompañado de este paso, se coloca las distintas pastillas dependiendo la prueba, se ajusta todos elementos del mecanismo y se mide la temperatura de la pastilla con la cámara termográfica si está es inferior a los parámetros iniciales, se pone en marcha el vehículo y se frena de forma progresiva hasta lograr la temperatura deseada. Con las pastillas a la temperatura ideal se procede a medir nuevamente la temperatura de las pastillas y discos de freno por medio de la cámara termográfica.

Se acelera a 60, 90 y 120 km/h dependiendo la prueba, al momento de alcanzar la velocidad se efectúa el frenado por 15 segundos y se toma la temperatura sin detener la marcha se espera un intervalo de 15 segundos para volver a pisar el freno, todo este proceso se repite 4 veces por frenado y 3 de espera para la siguiente ronda. Al momento de cambiar cada pastilla se debe realizar una limpieza superficial para poder retirar material que quedó por la fricción. El proceso descrito se puede observar en la Figura 3

Figura 2

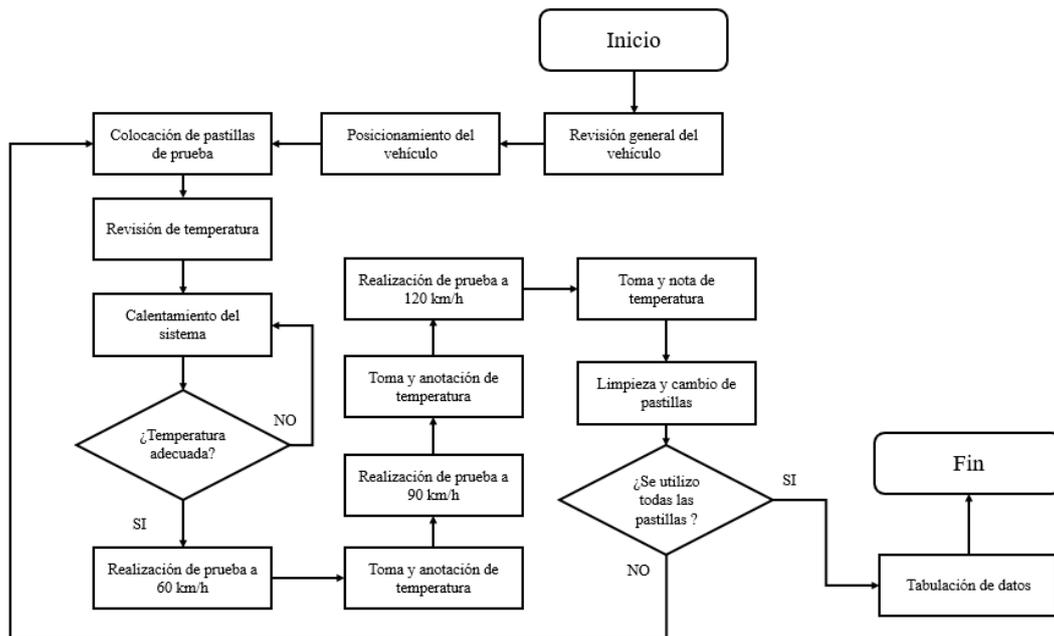
Representación del procedimiento



Nota. Elaboración propia

Figura 3

Diagrama de Flujo-Pruebas de temperatura



Nota. Elaboración Propia.

Resultados

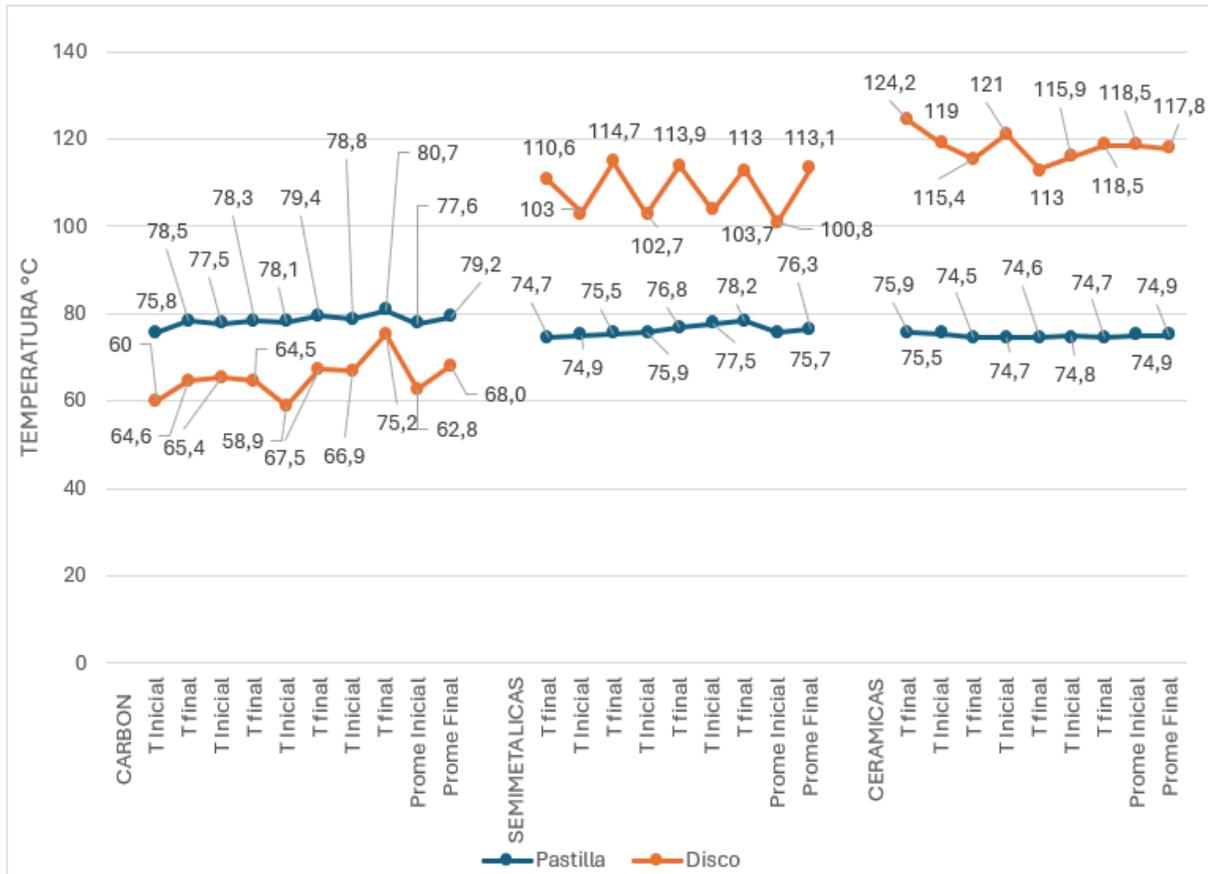
Los resultados obtenidos son en base a las temperaturas que se generaron en cada pastilla seleccionada con las velocidades establecidas, cabe destacar que la información está en función de los intervalos de tiempo empleados y también se refleja la temperatura de los discos. A continuación, se mostrará en las distintas figuras el comportamiento del disco y la pastilla en función de cada velocidad.

Prueba Velocidad 60 km/h

Por medio de esta prueba se quiere observar el comportamiento del disco y las diferentes pastillas ya que la velocidad empleada es utilizada particularmente en las zonas urbanas donde existe semáforos, señalizaciones peatonales entre otros que produce frenados frecuentemente.

Figura 4

Temperatura disco y pastilla (60 km/h)



Nota. Elaboración Propia.

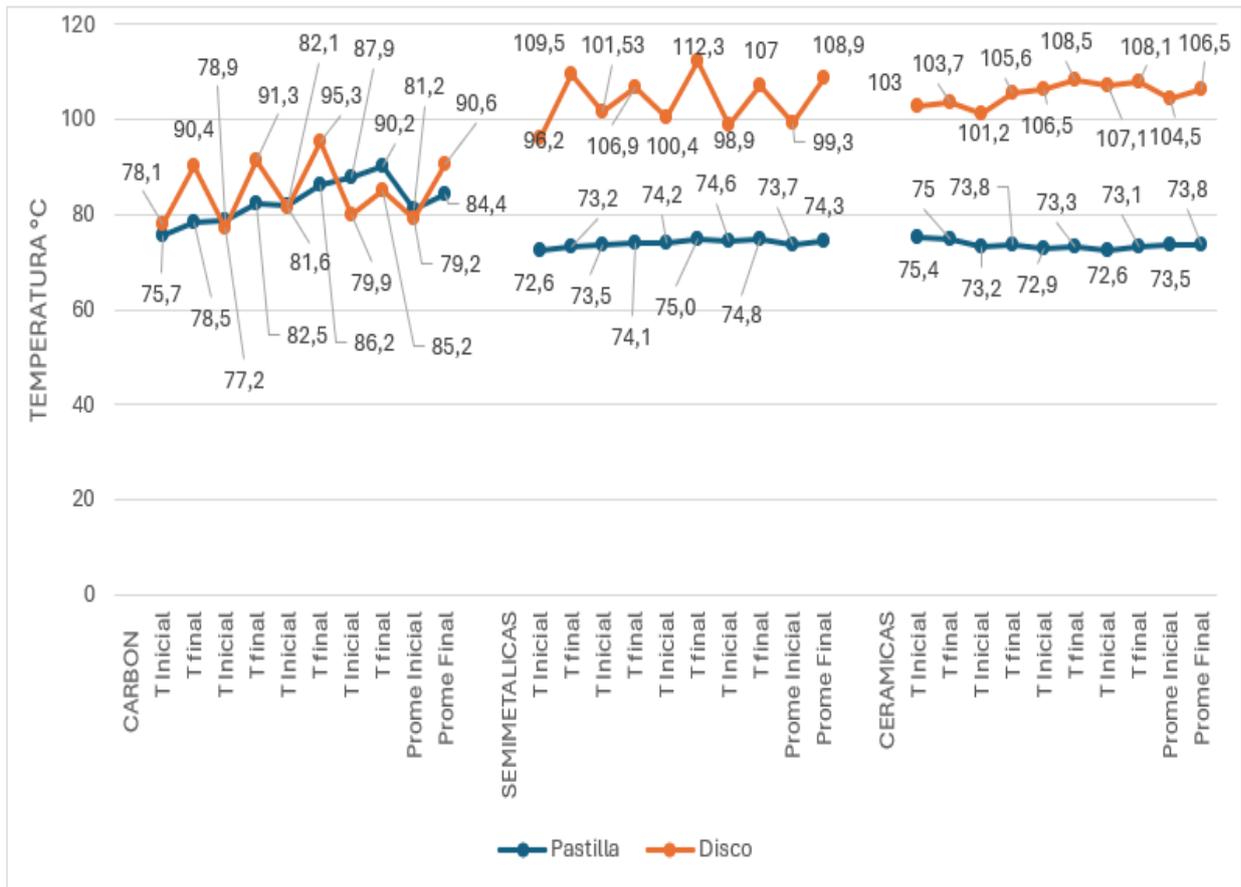
Mediante la figura 4 se puede observar que los discos con pastillas de carbón tienen un inferior rango de temperaturas a diferencia de las semimetálicas y cerámicas, mientras que las semimetálicas tienen mayor temperatura promedio y menor temperatura en los discos a diferencia de las pastillas cerámicas, los discos en las pastillas semimetálicas disipan mayor cantidad de calor entre cada intervalo de tiempo que las cerámicas.

Prueba Velocidad 90 km/h

Por medio de esta prueba se quiere observar el comportamiento del disco y las diferentes pastillas ya que la velocidad empleada es utilizada particularmente en las zonas perimetrales, generalmente poseen una gran afluencia vehicular y puede suceder que se necesite reducir la velocidad de un momento a otro de forma considerables como lo puede ser en horas pico o posibles accidentes, siendo que la velocidad a detener genere más temperatura en el sistema.

Figura 5

Temperatura disco y pastilla (90 km/h)



Nota. Elaboración Propia.

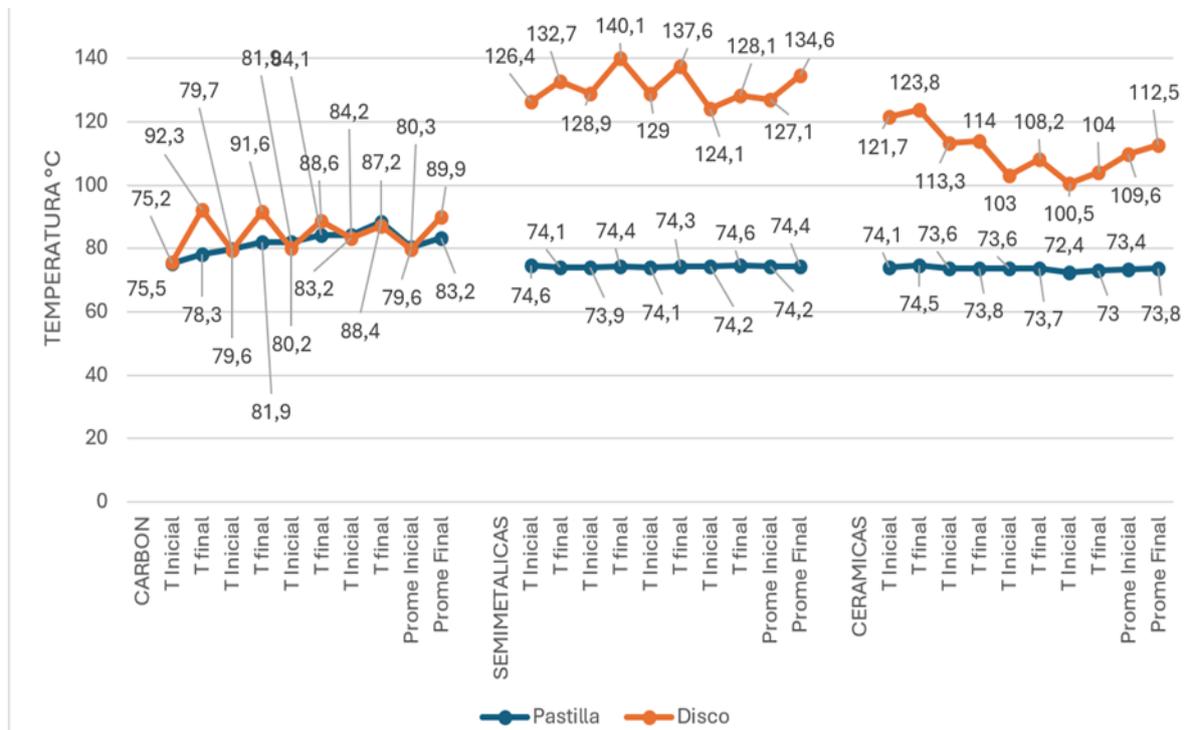
La temperatura de la pastilla de carbón y el disco son inferiores a diferencia de la pastilla semimetálica y cerámica, el disco con la pastilla semimetálica tiene variaciones de temperatura notorios es decir disipa de mayor forma la temperatura a diferencia de la pastilla cerámica, pero en cambio está genera que el disco tenga menos temperatura a diferencia de las semimetálicas.

Prueba Velocidad 120 km/h

En esta prueba se ha tomado de referencia los límites de velocidad de autopistas en España ya que existe una gran variedad de vehículos Europeos que arriban a Ecuador y tienen la capacidad de alcanzar esas velocidades sin ningún problema ,cabe destacar que aunque esas velocidad no sean permitidas existen muchos individuos que llegan a ese limiten en las carreteras del país, por lo cuales son conscientes de que se va a reducir la velocidad de forma progresiva al momento de frenar, esto representa un mayor esfuerzo para el sistema de frenado.

Figura 6

Temperatura disco y pastilla (120 km/h)



Nota. Elaboración Propia.

Los comportamientos de las pastillas son similares a la prueba de 90 km/h con un factor diferencial que los discos con las pastilla semimetálicas sufren mayor temperatura incluso llegando a un temperatura final promedio de 134,6 °C que es 22,1 °C más que el promedio de la pastilla cerámica y 44,1 °C que la pastilla de carbón, basado en la información investigada este comportamiento se produce netamente por la composición de la pastilla ,pero con el factor diferencial que existe es el menor desgaste de material, por ende brinda una mayor vida útil, en un momento determinado al alcanzar los 100°C visualmente la pastilla de carbón comienza a desprender material .

Las temperaturas en los discos no tendrían que representar problemas en la composición y forma de los mismos, ya que el material del cual están hechos es hierro fundido que posee una temperatura de fusión de 1148 °C (Díaz, 2007). Aunque los discos estén dentro de ese rango de temperatura ,las pastillas no están libres de presentar variaciones en su comportamiento al momento de frenar. En comparación al estudio “**Análisis Dinámico de un disco de freno en un vehículo Aveo Emotion 1.6 para el mejoramiento del sistema de frenado**”, existe variaciones de temperatura significativos en las pruebas realizadas a los discos de freno en un rango de velocidad de 70 km/h ,la diferencia que existe entre los datos

resultantes son en base a los parámetros planteados en cada estudio, resaltando que el estudio citado es dinámico mientras que el presentado es estático.

CONCLUSIONES

Una gran cantidad de vehículos utilizados para el transporte de personas en Ecuador son los taxis, estos están conformados en su gran mayoría por vehículos de categoría M1 de un segmento accesible, los cuales poseen sistemas muy básicos de seguridad para el tipo de trabajo que desempeña, para generar más ganancia algunos dueños utilizan repuestos y elementos alternos que en varias veces no cumplen con las características adecuadas para el óptimo funcionamiento del mismo, provocando que la seguridad de los ocupantes se vea comprometida, como lo es el sistema de frenos y la utilización de pastillas económicas de dudosa procedencia, mediante los resultados obtenidos en este trabajo de investigación se determina que los tipos de pastilla utilizados tienen comportamientos óptimos ante la temperatura que se genera en los discos, cabe resaltar que todas las pastillas son elementos alternos y en un rango de precio económico, que están certificadas bajo la Norma INEN 2185 que adoptan estándares internacionales como la ISO 611, al adquirir una pastilla de freno económica de cualquier tipo de composición, se debe priorizar que cumplan con las normativas vigentes e incluso con los coeficientes de fricción que en este caso fueron las siglas FF.

Las pruebas empleadas brindaron datos del comportamiento de la temperatura de los discos en función de las pastillas utilizadas, donde en cada parámetro de velocidad el disco que alcanzó menos temperatura en todas las pruebas fue con la pastilla de carbón teniendo una temperatura promedio de 86,56 °C, a diferencia de la pastilla semimetálicas y cerámicas que tuvieron un promedio de 118,8 °C y 112,26 °C respectivamente, determinando que la pastilla de carbón brinda mejores temperaturas en base a la fricción que se produce en los discos con los parámetros antes mencionados, ya que si se recalientan los discos la pastilla comenzaría a deslizarse por la superficie del disco disminuyendo su eficiencia.

Los rangos de temperatura en cada pastilla no muestra variaciones importantes, aunque no sea el mismo comportamiento con los discos, al momento de elegir una pastilla se debe determinar en qué entorno se va aplicar, las pastillas de carbón pueden tener mayor vida útil si son utilizadas en frenados moderados y controlados como sucede en las zonas urbanas, al momento de que estas pasan una temperatura de 100 °C, pueden presentar desprendimiento de material, en el caso de las semimetálicas y cerámicas soportan más desgaste debido a su

composición pero elevan la temperatura de los discos , si se utiliza el freno de una forma no controlada puede existir afectaciones en los elementos de frenado como son discos ,cilindros ,mordazas, entre otros ,sin que las pastillas sufran los mismos efectos. El comportamiento de las pastillas puede ser afectado por factores externos como son la falta de mantenimiento del sistema y el estado de los elementos que lo conforman, siendo netamente responsabilidad del propietario y conductor del vehículo.

BIBLIOGRAFÍA

- A reference book of driving cycles* . (2009). Obtenido de <https://assets.publishing.service.gov.uk/media/5a7984f440f0b642860d8c2d/ppr-354.pdf>
- AEADE. (2018). *AEADE*. Obtenido de <https://www.aeade.net/wp-content/uploads/2018/04/anuario%202017%20final%20web.pdf>
- ALFONSO FIGARES. (29 de 04 de 2024). Obtenido de <https://www.alfonsofigares.com/blog/2020/05/evolucion-de-los-frenos-del-automovil>
- Aprende Emergencias*. (11 de 05 de 2023). Obtenido de <https://www.aprendemergencias.es/seguridad-vial/sistemas-de-seguridad-en-el-veh%C3%ADculo/>
- AUTODOCCLUB. (10 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://club.autodoc.es/magazin/sistema-de-frenos-dispositivo-explicacion-componentes>
- AUTOMagazine.ec. (7 de Enero de 2023). *AUTOMagazine.ec*. Obtenido de <https://automagazine.ec/la-seguridad-de-tu-auto-se-califica-con-estrellas-de-n-cap/>
- BBC NEWS MUNDO. (15 de Abril de 2016). *BBC NEWS MUNDO*. Obtenido de https://www.bbc.com/mundo/noticias/2016/04/160415_america_latina_autos_menos_seguros_ncap_jp
- BOSCH. (10 de Mayo de 2024). *MANUAL DE LA TÉCNICA DEL AUTOMOVIL*. Editorial REVERTÉ S.A. Obtenido de <https://julioestrepo.wordpress.com/wp-content/uploads/2013/08/bosch-manual-de-la-tecnica-del-automovil-tercera-edicion.pdf>
- Brembo*. (10 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://www.brembo.com/es/company/news/homologaci%C3%B3n-ece-r90-para-toda-la-gama#:~:text=El%20reglamento%20se%20propone%20garantizar,original%20que%20van%20a%20sustituir.>

CAMARA DE COMERCIO DE QUITO. (05 de Mayo de 2023). *CAMARA DE COMERCIO DE QUITO*. Obtenido de <https://ccq.ec/fallas-mecanicas-mas-comunes-en-los-accidentes-de-transito/>

CARGLASS. (29 de Abril de 2024). Obtenido de <https://www.carglass.es/blog/coche-a-punto/sistemas-de-frenos-coche/>

CHAMPION. (29 de Abril de 2024). Obtenido de <https://www.championautoparts.com/es-es/news/when-to-replace-brake-pads-discs.html>

Code of Federal Regulations. (20 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://www.ecfr.gov/current/title-49/subtitle-B/chapter-V/part-571#571.135>

Diario Oficial de la Unión Europea. (24 de Febrero de 2023). Obtenido de <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/PDF/?uri=CELEX:42023X0401>

dieselnet.com. (20 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://dieselnet.com/standards/cycles/ftp75.php>

DOKUMEN. (s.f.). Obtenido de <https://dokumen.tips/documents/catlogo-de-productos-high-power-brake.html?page=2>

EL UNIVERSO. (17 de Abril de 2024). *EL UNIVERSO*. Obtenido de <https://www.eluniverso.com/guayaquil/comunidad/atm-fallas-tecnico-mecanicas-siniestros-accidentes-transito-guayaquil-nota/>

EUROLAB. (10 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://www.eurolab.net/es/testler/homologasyon-ve-un-ece-otomotiv-tip-onay-testleri/un-ece-r-90-testleri/>

FIAT. (23 de Marzo de 2023). Obtenido de <https://www.fiat.com.mx/blog/car-friendly/en-que-consiste-el-sistema-de-frenos-de-tu-auto.html#:~:text=El%20sistema%20de%20frenos%20de%20un%20veh%C3%ADculo%20es%20un%20conjunto,aplica%20el%20pedal%20del%20freno.>

FUNDACION CEA. (17 de 05 de 2023). Obtenido de <https://www.seguridad-vial.net/blog/241-que-es-el-sistema-aeb>

Fundacion MAPFRE. (12 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://www.fundacionmapfre.org/educacion-divulgacion/seguridad-vial/sistemas-adas/que-son-los-sistemas-adas/>

Fundacion MAPFRE. (30 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://www.seguridadvialenlaempresa.com/blog/velocidades-maximas/#:~:text=La%20velocidad%20gen%C3%A9rica%20m%C3%A1xima%20para,es%20de%2050%20km%2Fh.>

García-León, R. A. (2018). *Corporacion Universidad de la Costa* . Obtenido de https://www.lareferencia.info/vufind/Record/CO_1d14f8b2b4008f7dd9af7be2a80978af/Details

GEELY. (10 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://www.geely.cr/2020/03/10/blog-geely-varios-que-significa-frenos-abs-y-como-funcionan/#:~:text=Es%20un%20sistema%20de%20frenado,durante%20el%20proceso%20de%20frenado.>

GEELY. (28 de Abril de 2024). Obtenido de <https://www.geely.cr/2020/03/10/blog-geely-varios-que-significa-frenos-abs-y-como-funcionan/>

GM. (10 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://parts.gmparts.com/product/gm-genuine-parts-front-disc-brake-rotor-96471275?body=Sedan&bodyId=5&bodyNumDoors=5&bodyNumDoorsId=5&categoryId=3074457345616983718&drive=FWD&driveId=5&engine=1.6L%20L4%20GAS&engineId=2068&make=Chevrolet&makeId=47&model=A>

GV, P. (28 de Abril de 2024). *SCRIBD.* Obtenido de <https://es.scribd.com/document/615431498/SISTEMA-DE-FRENOS-HIDRONEUMATICOS>

helloauto. (11 de 05 de 2023). Obtenido de <https://helloauto.com/glosario/bas>

Hildebrandt, R. (25 de Marzo de 2022). *motor1.com.* Obtenido de <https://es.motor1.com/news/575061/mercedes-benz-190-aniversario-historia/>

HRmotor. (10 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://www.hrmotor.com/que-es/bas/>

HYUNDAI. (28 de Abril de 2024). Obtenido de <https://www.hyundaicamiones.mx/>

- International Standard ISO 6310*. (2009). Obtenido de <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/21932/cba06f6b123244a0a010dd9035b7e8ee/ISO-6310-2001.pdf>
- KIA. (17 de 05 de 2020). Obtenido de <https://www.kia.com/pe/discover-kia/ask/what-is-the-traction-control-system-in-a-car-and-what-does-the-tcs-light-mean.html>
- Lara, A. (Junio de 2014). *ResearchGate*. Obtenido de https://www.researchgate.net/publication/263671878_De_sistema_mecanico_a_sistema_tecnologico_complejo_El_caso_de_los_automoviles
- LATIN NCAP. (18 de Abril de 2024). *LATIN NCAP*. Obtenido de <https://www.latinncap.com/es/>
- Leon, R. A. (21 de Octubre de 2016). Estudio térmico en tres frenos de disco ventilados, utilizando el análisis de elementos finitos. *Estudio térmico en tres frenos de disco ventilados, utilizando el análisis de elementos finitos*. Colombia. Obtenido de <https://revistas.unal.edu.co/index.php/dyna/article/view/55663/63524>
- Leon, R. A. (1 de Enero de 2017). *Universidad Nacional de Colombia*. Obtenido de <https://revistas.unal.edu.co/index.php/dyna/article/view/55663>
- Limpert, R. (1999). *Brake Design and Safety*. Obtenido de <https://ia803101.us.archive.org/33/items/BrakeDesignAndSafetyRudolfLimpert2ed/Brake%20Design%20and%20Safety%20-%20Rudolf%20Limpert%20-%202ed.pdf>
- MANUAL TÉCNICO DE LA PASTILLA DE FRENO*. (10 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://es.slideshare.net/EduardoRuiz40/manual-tecnico-pastillas-freno>
- Marquez, P. (10 de 05 de 2024). *ACADEMIA*. Obtenido de https://www.academia.edu/20117184/DISCOS_DE_FRENO
- MATERIAL DE FRICCIÓN PARA EL SISTEMA DE FRENOS DE AUTOMOTORES. REQUISITOS E INSPECCIÓN*. (2010). Obtenido de <https://es.scribd.com/document/199874999/Norma-Ecuatoriana-Para-Frenos>
- Mena, A. L. (2021). *Universidad Internacional del Ecuador*. Obtenido de <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/4502/1/T-UIDE-0133.pdf>

MESUREX. (21 de Mayo de 2024). Obtenido de [https://mesurex.com/como-funciona-una-camara-termografica/#:~:text=Una%20c%C3%A1mara%20termogr%C3%A1fica%20\(o%20c%C3%A1mara,en%20funci%C3%B3n%20de%20su%20temperatura.](https://mesurex.com/como-funciona-una-camara-termografica/#:~:text=Una%20c%C3%A1mara%20termogr%C3%A1fica%20(o%20c%C3%A1mara,en%20funci%C3%B3n%20de%20su%20temperatura.)

Mextours. (29 de Abril de 2024). Obtenido de <https://mextours.mx/v2/por-que-debo-usar-el-freno-de-mano/>

MI REFACCIÓN. (29 de Marzo de 2024). Obtenido de <https://www.mirefaccion.com.mx/blogs/consejos-auto/la-funcion-del-tambor-de-freno-en-tu-automovil>

Miranda, R. (22 de Mayo de 2022). *La Hora*. Obtenido de <https://www.lahora.com.ec/pais/seguridad-autos-mas-vendidos-ecuador/>

MotoresAuto. (29 de Abril de 2024). Obtenido de <https://www.motoresauto.com/sistema-de-frenos-abs/>

Multiservicio Automotriz 3H. (18 de Marzo de 2011). Obtenido de <https://multiservicioautomotriz3h.blogspot.com/2011/03/sistema-convencional-de-freno.html>

NISSAN. (15 de Enero de 2024). Obtenido de <https://www.iberauto.com/2024/01/15/sistema-esc/>

PERFILES DE ALUMINIO. (29 de Abril de 2024). Obtenido de <https://perfilesdealuminio.net/articulo/disipacion-termica-en-el-aluminio/12#:~:text=La%20disipaci%C3%B3n%20t%C3%A9rmica%20es%20la,alta%20capacidad%20de%20conducci%C3%B3n%20de>

plusformacion. (28 de Abril de 2024). Obtenido de <https://plusformacion.com/Recursos/r/Sistema-frenos-neumatico>

PRECISUR. (21 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://balanzasprecisur.com/balanza/>

QUADIS Recambios . (30 de Diciembre de 2020). Obtenido de <https://www.quadisrecambios.es/blog/recambios-originales/frenos-sistemas-materiales/>

REGLAMENTO A LEY DE TRANSPORTE TERRESTRE. (25 de Junio de 2012). Obtenido de <https://www.obraspublicas.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2015/03/Decreto-Ejecutivo-No.-1196-de-11-06-2012-REGLAMENTO-A-LA-LEY-DE-TRANSPORTE-TERRESTRE-TRANSITO-Y-SEGURIDAD-VIA.pdf>

RO-EDS RECAMBIOS. (29 de Abril de 2024). Obtenido de <https://www.rodesrecambios.es/blog/mecanica/sistema-de-frenado/pastillas-de-freno/partes-materiales/>

Servicio Ecuatoriano de Normalizacion . (2016). Obtenido de <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/reglamentos/RTE-034-4R.pdf>

Servicio Ecuatoriano de Normalización. (17 de Abril de 2024). *Servicio Ecuatoriano de Normalización.* Obtenido de <https://www.normalizacion.gob.ec/enterate-de-los-requisitos-minimos-de-seguridad-con-los-que-debe-contar-un-vehiculo-automotor/>

SNR. (2024). Obtenido de https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2023-02/DOC_RA_ECE-R90_FL_A4_Ea-24022023-2.pdf

TAC. (05 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://www.auxiliardecarrocerias.com/blog/actualidad/componentes-que-forman-el-sistema-de-frenos-de-aire-en-camiones->

TRASNCOMERC. (24 de Enero de 2023). Obtenido de <https://www.edicioneslegales-informacionadiciona.com/webmaster/directorio/SIE-%20TRANSCOMERC-23-01.pdf>

UECA. (10 de Mayo de 2024). Obtenido de <https://ueca.es/blog/vehiculo/que-es-el-sistema-adidas/>

Universidad Politecnica de Catalunya Barcelona Tech. (11 de 05 de 2023). Obtenido de https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/113326/REPORT_470.pdf

Universidad Politecnica Salesiana . (2022). Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/22521>

Velandia, R. N. (10 de Mayo de 2024). *CarrosyClasicos.com.* Obtenido de <https://www.carrosyclasicos.com/pruebas/item/776-prueba-chevrolet-aveo-emotion>

ANEXOS

ANEXOS INTRODUCCIÓN

Anexo 1. Servicio Ecuatoriano de Normalización. (17 de abril de 2024). Servicio Ecuatoriano de Normalización. Obtenido de <https://www.normalizacion.gob.ec/enterate-de-los-requisitos-minimos-de-seguridad-con-los-que-debe-contar-un-vehiculo-automotor/.....>1-9



GOBIERNO NACIONAL DE
LA REPÚBLICA DEL ECUADOR



Servicio
Ecuatoriano
de Normalización

Baquerizo Moreno E8-29 y
6 de Diciembre
Edificio INEN
www.normalizacion.gob.ec
Quito – Ecuador

RESOLUCIÓN No. 16 382

SUBSECRETARÍA DEL SISTEMA DE LA CALIDAD DE LA PRODUCTIVIDAD

CONSIDERANDO:

Que de conformidad con lo dispuesto en el Artículo 52 de la Constitución de la República del Ecuador, “Las personas tienen derecho a disponer de bienes y servicios de óptima calidad y a elegirlos con libertad, así como a una información precisa y no engañosa sobre su contenido y características”;

Que el Protocolo de Adhesión de la República del Ecuador al Acuerdo por el que se establece la Organización Mundial del Comercio – OMC, se publicó en el Registro Oficial Suplemento No. 853 del 2 de enero de 1996;

Que el Acuerdo de Obstáculos Técnicos al Comercio - AOTC de la OMC, en su Artículo 2 establece las disposiciones sobre la elaboración, adopción y aplicación de Reglamentos Técnicos por instituciones del gobierno central y su notificación a los demás Miembros;

Que se deben tomar en cuenta las Decisiones y Recomendaciones adoptadas por el Comité de Obstáculos Técnicos al Comercio de la OMC;

Que el Anexo 3 del Acuerdo OTC establece el Código de Buena Conducta para la elaboración, adopción y aplicación de normas;

Que la Decisión 376 de 1995 de la Comisión de la Comunidad Andina creó el “Sistema Andino de Normalización, Acreditación, Ensayos, Certificación, Reglamentos Técnicos y Metrología”, modificado por la Decisión 419 del 30 de julio de 1997;

Que la Decisión 562 de 25 de junio de 2003 de la Comisión de la Comunidad Andina establece las “Directrices para la elaboración, adopción y aplicación de Reglamentos Técnicos en los Países Miembros de la Comunidad Andina y a nivel comunitario”;

Que mediante Ley No. 2007-76, publicada en el Suplemento del Registro Oficial No. 26 del 22 de febrero de 2007, reformada en la Novena Disposición Reformatoria del Código Orgánico de la Producción, Comercio e Inversiones, publicado en el Registro Oficial Suplemento No. 351 del 29 de diciembre de 2010, constituye el Sistema Ecuatoriano de la Calidad, que tiene como objetivo establecer el marco jurídico destinado a: “i) Regular los principios, políticas y entidades relacionados con las actividades vinculadas con la evaluación de la conformidad, que facilite el cumplimiento de los compromisos internacionales en esta materia; ii) Garantizar el cumplimiento de los derechos ciudadanos relacionados con la seguridad, la protección de la vida y la salud humana, animal y vegetal, la preservación del medio ambiente, la protección del consumidor contra prácticas engañosas y la corrección y sanción de estas prácticas; y, iii) Promover e incentivar la cultura de la calidad y el mejoramiento de la competitividad en la sociedad ecuatoriana”;

Que el Artículo 2 del Decreto Ejecutivo No. 338 publicada en el Suplemento del Registro Oficial No. 263 del 9 de Junio de 2014, establece: “*Sustitúyanse las denominaciones del Instituto Ecuatoriano de Normalización por Servicio Ecuatoriano de Normalización. (...)*”;

Que mediante Resolución No. 14 453 del 01 de octubre de 2014, promulgada en el Segundo Suplemento del Registro Oficial No. 348 del 06 de octubre de 2014, se oficializó con el carácter de **Obligatorio** la **Tercera Revisión** del Reglamento Técnico Ecuatoriano **RTE INEN 034 “Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores”**, el mismo que entró en vigencia el 04 de abril de 2015;

Que mediante Resolución No. 15 097 del 13 de marzo de 2015, promulgada en el Suplemento del Registro Oficial No. 469 del 30 de marzo de 2015, se oficializó con el carácter de **Obligatorio** la



Modificatoria 1 de la Tercera Revisión del Reglamento Técnico Ecuatoriano **RTE INEN 034 “Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores”**, la misma que entró en vigencia el 13 de marzo de 2015;

Que mediante Resolución No. 15 255 del 26 de agosto de 2015, promulgada en el Registro Oficial No. 584 del 10 de septiembre de 2015, se oficializó con el carácter de **Obligatorio** la **Modificatoria 2** de la Tercera Revisión del Reglamento Técnico Ecuatoriano **RTE INEN 034 “Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores”**, la misma que entró en vigencia el 10 de septiembre de 2015;

Que mediante Resolución No. 16 122 del 06 de abril de 2016, promulgada en el Registro Oficial No. 741 del 26 de abril de 2016, se oficializó con el carácter de **Obligatorio** la **Modificatoria 3** de la Tercera Revisión del Reglamento Técnico Ecuatoriano **RTE INEN 034 “Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores”**, la misma que entró en vigencia el 06 de abril de 2016;

Que el Servicio Ecuatoriano de Normalización, INEN, de acuerdo a las funciones determinadas en el Artículo 15, literal b) de la Ley No. 2007-76 del Sistema Ecuatoriano de la Calidad, reformada en la Novena Disposición Reformatoria del Código Orgánico de la Producción, Comercio e Inversiones publicado en el Registro Oficial Suplemento No. 351 del 29 de diciembre de 2010, y siguiendo el trámite reglamentario establecido en el Artículo 29 inciso primero de la misma Ley, en donde manifiesta que: *“La reglamentación técnica comprende la elaboración, adopción y aplicación de reglamentos técnicos necesarios para precautelar los objetivos relacionados con la seguridad, la salud de la vida humana, animal y vegetal, la preservación del medio ambiente y la protección del consumidor contra prácticas engañosas”* ha formulado la **Cuarta Revisión** del Reglamento Técnico Ecuatoriano **RTE INEN 034 “Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores”**;

Que mediante Informe Técnico-Jurídico contenido en la Matriz de Revisión No. de fecha de , se sugirió proceder a la aprobación y oficialización de la Cuarta Revisión del Reglamento materia de esta Resolución, el cual recomienda aprobar y oficializar con el carácter de **Obligatorio** la **Cuarta Revisión** del Reglamento Técnico Ecuatoriano **RTE INEN 034 “Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores”**;

Que de conformidad con la Ley del Sistema Ecuatoriano de la Calidad y su Reglamento General, el Ministerio de Industrias y Productividad es la institución rectora del Sistema Ecuatoriano de la Calidad, en consecuencia, es competente para aprobar y oficializar la **Cuarta Revisión** del Reglamento Técnico Ecuatoriano **RTE INEN 034 “Elementos mínimos de seguridad en vehículos automotores”**; mediante su promulgación en el Registro Oficial, a fin de que exista un justo equilibrio de intereses entre proveedores y consumidores;

Que mediante Acuerdo Ministerial No. 11446 del 25 de noviembre de 2011, publicado en el Registro Oficial No. 599 del 19 de diciembre de 2011, se delega a la Subsecretaría de la Calidad la facultad de aprobar y oficializar los proyectos de normas o reglamentos técnicos y procedimientos de evaluación de la conformidad propuestos por el INEN en el ámbito de su competencia de conformidad con lo previsto en la Ley del Sistema Ecuatoriano de la Calidad y en su Reglamento General; y,

En ejercicio de las facultades que le concede la Ley,

RESUELVE:

ARTÍCULO 1.- Aprobar y oficializar con el carácter de **Obligatorio** la **Cuarta Revisión** que se adjunta a la presente resolución del siguiente:



versión para el cual fue homologado el modelo en el ó los laboratorio(s) acreditado(s) para certificar el reglamento técnico ONU mencionado. Este requisito afecta a las categorías de vehículos que la reglamentación mencionada indica en su texto.

Los vehículos automotores deben incorporar los anclajes ISOFIX de acuerdo a lo establecido en la reglamentación antes mencionada para los vehículos que el mismo reglamento indica en su texto.

4.3 Frenos

4.3.1 Los vehículos automotores que correspondan a la categoría L conforme a la Norma NTE INEN 2656 deben contar como mínimo de dos sistemas de frenado, uno que actúe sobre la rueda o ruedas delanteras y otro que actúe sobre la rueda o ruedas posteriores.

4.3.2 Los frenos de los vehículos deben cumplir con lo establecido en la Reglamentación Técnica No. 13-H de la ONU - "UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF PASSENGER CARS WITH REGARD TO BRAKING"- *"Disposiciones uniformes sobre la aprobación de los vehículos automóviles de pasajeros en lo relativo al frenado"* vigente en su última versión para el cual fue homologado el modelo en un laboratorio acreditado para certificar el reglamento técnico ONU mencionado. Este requisito afecta a las categorías de vehículos que la reglamentación mencionada indica en su texto.

4.3.3 Los vehículos automotores de cuatro ruedas deben disponer de frenos ABS, conforme con lo que establezca la Reglamentación Técnica No. 13-H de la ONU, aplicada a los vehículos que la regulación indica en su texto.

4.3.4 Los frenos de los vehículos deben cumplir con lo establecido en la Reglamentación Técnica No. 13 de la ONU – "UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF VEHICLES OF CATEGORIES M, N AND O WITH REGARD TO BRAKING" – *"Disposiciones uniformes relacionadas con la aprobación de vehículos de categorías M, N Y O con relación al sistema de frenos"* vigente en su última versión para el cual fue homologado el modelo en el ó los laboratorio(s) acreditado(s) para certificar el reglamento técnico ONU mencionado. Este requisito afecta a las categorías de vehículos que la reglamentación mencionada indica en su texto.

4.4 Control electrónico de estabilidad

4.4.1 Los vehículos automotores deben disponer de un Control electrónico de estabilidad conforme a lo establecido por el Reglamento Técnico Global GTR8 "ELECTRONIC STABILITY CONTROL SYSTEMS" – "Sistemas Electrónicos de Control de Estabilidad ESC" conforme a lo establecido por la Reglamentación Técnica No. 13-H de la ONU "UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF PASSENGER CARS WITH REGARD TO BRAKING" – *"Disposiciones uniformes sobre la aprobación de los vehículos automóviles de pasajeros en lo relativo al frenado"* vigente para el cual fue homologado el modelo en el ó los laboratorio(s) acreditado(s) para certificar los reglamentos técnicos ONU mencionados. Este requisito es obligatorio para los vehículos a partir del año modelo 2020 y afecta a las categorías de vehículos que la reglamentación mencionada indica en su texto.

4.5 Neumáticos. Los neumáticos de vehículos automotores deben cumplir con lo establecido en:

- a) Reglamento Técnico Ecuatoriano RTE INEN 011 *"Neumáticos"*, ó;
- b) Reglamentación Técnica No 30 de la ONU "UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF PNEUMATIC TYRES FOR MOTOR VEHICLES AND THEIR TRAILERS" – *"Disposiciones uniformes concernientes a la aprobación de neumáticos para vehículos motorizados y sus remolques"* ó;
- c) Reglamentación Técnica No 54 de la ONU "UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF PNEUMATIC TYRES FOR COMMERCIAL VEHICLES AND THEIR

Anexo 2. Universidad Politécnica Salesiana. (2022). Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/22521>.....9-10



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE GUAYAQUIL
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**ANÁLISIS DINÁMICO DE UN DISCO DE FRENO EN UN VEHÍCULO CHEVROLET
AVEO EMOTION 1.6 PARA EL MEJORAMIENTO DE SISTEMA DE FRENADO**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingeniero Automotriz

AUTORES: EDNWING FABRICIO AMAGUAYA VILLAVICENCIO

CÉSAR ANDRÉS MORENO HERNANDEZ

TUTOR: Ing. ANDRÉS ESTEBAN ORDOÑEZ SEGARRA Msc.

Guayaquil – Ecuador

2022

RESUMEN

El sistema de frenos de un automóvil es uno de los dispositivos de seguridad activa, es por ello que este debe trabajar de forma segura y predecible ante cualquier circunstancia. Los discos de freno, son los encargados de disipar el calor mediante el proceso de transferencia de calor por convección entre masas a diferentes temperaturas. La presión necesaria que se debe emplear para lograr desacelerar el vehículo, se obtiene mediante dispositivos que aumenten la presión inicial ejercida por el conductor. Es por ello, que el objetivo de este proyecto es lograr establecer una comparación entre un disco de freno original y un disco de freno alternativo mediante pruebas y análisis experimentales de ruta.

Para ello se empleará como herramienta de medición y simulación con el objetivo de visualizar la temperatura alrededor del disco, la velocidad del viento y la distancia de frenado. Hay que tener en cuenta, además, las propiedades de los materiales de fricción de cada uno para proceder a compararlos con los resultados obtenidos en el análisis de elementos finitos (F.E.A) empleando el software ANSYS.

Los resultados obtenidos determinaran como influyen las variables de entrada que se consideraron para esta investigación, de manera que permita determinar la temperatura final del disco, el tiempo y la distancia de frenado utilizando el software de análisis Minitab.

De esta manera se pretende ayudar a la sociedad a considerar cual es el repuesto más apropiado para la eficacia del frenado. También se brindará información acerca de las características y propiedades de cada uno de los elementos utilizados para este experimento.

Palabras claves: Variables de entrada, temperatura final, distancia y tiempo de frenado, eficacia de frenado, análisis de elementos finitos

1 Introducción

En el desarrollo de la industria automotriz, el sistema de freno es uno de los componentes importantes en el automóvil (Mario Chérrez-Troya, 2018), uno de los principales dispositivos de seguridad activa y por ello es indispensable el buen funcionamiento, dado que si no se asegura un grado de fiabilidad muy alto puede ocasionar accidentes graves. Los discos de freno absorben el 70% de la energía cinética producida por el movimiento y el porcentaje restante en los frenos traseros. Cuando se producen frenadas recurrentes aumenta la temperatura de los frenos y a su vez la cantidad de fricción disipando el calor rápidamente al aire circundante por convección (transferencia de calor entre masas a diferentes temperaturas). (Ricardo Andrés García León, 2016)

La disipación de calor depende de la geometría, material y en gran medida de las características de flujo de aire a través de los canales de ventilación (Ricardo Andrés García-León, 2018). Las altas temperaturas pueden causar la vaporización del líquido de freno, desgaste, grietas térmicas (Fading) y vibraciones. 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 de radiación, lo cual también ayuda a disipar la energía en forma de calor almacenada en el disco. Es importante la geometría de los discos en función de la capacidad de carga y el funcionamiento del vehículo. (Ricardo Andrés García León, 2016).

Se realizarán pruebas de campo empleando repuestos originales como alternos de discos de freno, además se realizará simulaciones para analizar el comportamiento térmico y estructural de un disco de freno para un vehículo Chevrolet Aveo Emotion.

Para las pruebas de ruta se realizaran dentro de la ciudad de Guayaquil, se tendrán en cuenta diferentes escenarios, velocidades y peso del automotor durante las pruebas de adherencia, ya que esto permitirá corroborar el desgaste por el uso continuo del pedal, y una vez realizada la prueba de ruta, se procederá a visualizar como influyen las variables de salida tanto en un disco original como de un disco alternativo, dado que en un disco original se tienen mejores propiedades de resistencia al desgaste en comparación de un disco de freno alternativo. (Piedra, 2016).

2.4 Tipos de disco de freno

En la actualidad existen varios tipos y geometría de disco de freno por lo cual cada fabricante elige el tipo según las prestaciones que estos brindan, ya que esto forma parte fundamental de la seguridad activa del automóvil.

Existe diferentes tipos de disco de freno según (Esteban José Domínguez Soriano, 2018)

2.4.1 Disco macizo

Este tipo de discos se componen de una sola pieza de ello proviene su nombre, suelen colocarse en las ruedas posteriores, su desventaja es que son propensos a acumular calor, suciedad y cristalización de las pastillas. Este tipo de disco disipa el calor generado por la fricción de manera más lenta.

2.4.2 Disco ventilado

Compuesto por dos pistas separados por aletas en su interior ya que nos permite un enfriamiento tanto interior como exterior del disco con mayor rapidez comúnmente son utilizados en los ejes delanteros del vehículo.

2.4.3 Disco perforado

La ventaja del disco perforado es la mejor ventilación y refrigeración del material durante y después del proceso de frenado. El calor y los gases generados durante el proceso de frenado se disipan rápidamente de manera que se disminuya el sobrecalentamiento y responda de manera uniforme.

2.5 Composición del disco de freno

Para esta investigación se dará a conocer la composición de un disco de freno original como alterno.

La composición básica del material del disco de freno es de una fundición gris nodular de grafito laminar, esta contiene entre un 92 a 93 % de hierro. Además del hierro contiene otros elementos como son el carbono (C), silicio (Si), Manganeso (Mn), Fosforo (P) y Azufre (S).

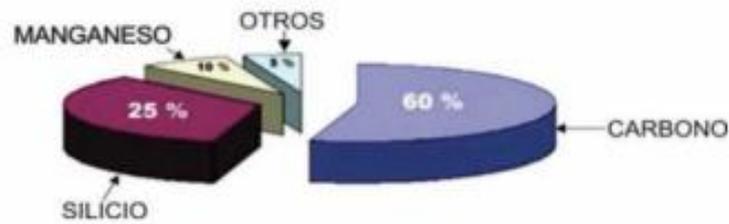


Figura 6 Porcentaje de composición básica de un disco de freno. **Fuente:** (Paul Wilfrido Méndez Torres, 2017)

- **Disco original:** Compuesta con una fundición gris hipoeutectica de una matriz completamente perlítica, dado de la ausencia de una matriz ferrítica tiene mejores propiedades mecánicas.



Figura 7 Matriz de la microestructura de una disco Original. **Fuente.** (Andrés, 2017)

Tabla 1

Composición química del disco de freno Original.

Composición Química de un disco de freno Original	
Materia	Porcentaje
Hierro	92.87
Carbono	3.49
Silicio	2.05
Manganeso	0.7
Fosforo	0.15
Cromo	0.3
Azufre	0.15
Cobre	0.1

Fuente: (Piedra, 2016)

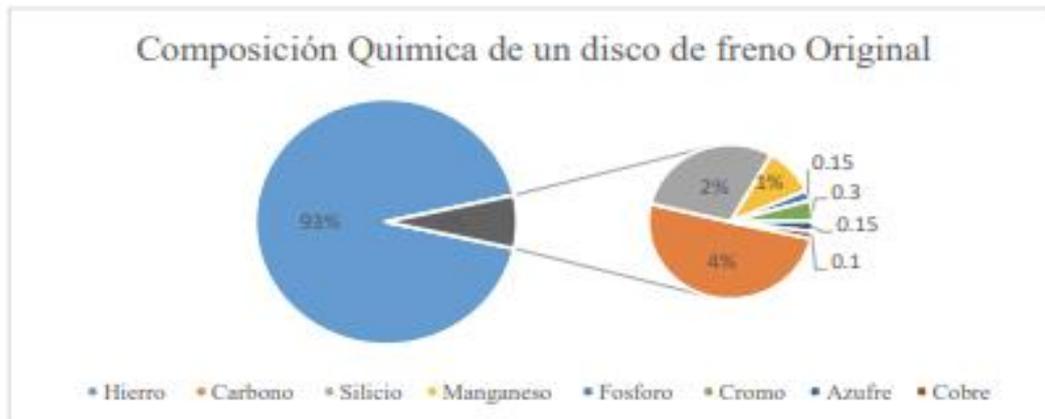


Figura 8 Composición química de un disco de freno original. **Fuente:** Autores

- **Disco alterno:** Compuesta con una fundición gris hipoeutectica constituido de una matriz ferrítica/ perlítica.



Figura 9 Matriz de la microestructura de una disco Alterno. **Fuente.** (Andrés, 2017)

Tabla 2

Composición química del disco de freno Alterno.

Composición Química de un disco de freno alterno	
Materia	Porcentaje
Hierro	93.54
Carbono	3.6
Silicio	1.86
Manganeso	0.43
Fosforo	0.27
Cromo	0.07
Azufre	0.05
Cobre	0.03

Fuente: (Piedra, 2016)

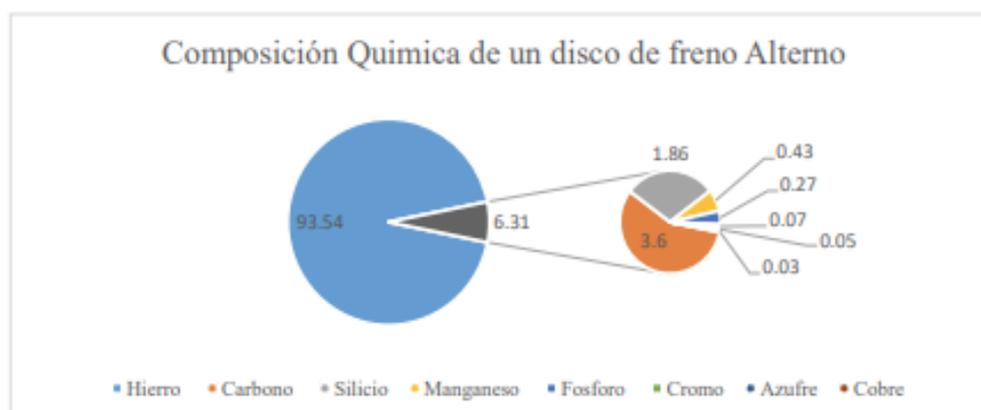


Figura 10 Composición química de un disco de freno alternativo. *Fuente: Autores*

2.6 Problemas principales causado por la temperatura en el disco de freno.

2.6.1 Fading

Es la pérdida de la eficacia del frenado antes un excesivo abuso del freno debido a que los elementos de fricción como el disco y la pastilla de freno son elevados por lo que no es capaz de evacuar el calor provocado. (Paúl Wilfrido Méndez Torres, 2017).

2.6.2 Judder

Este fenómeno puede ser detectable por el conductor debido que este fenómeno provoca vibraciones en el sistema de freno. El fenómeno Judder se clasifica en dos:

2.6.2.1 Judder Frio (Cold Judder):

Son fallas de mecanizados, problema de ensamble o holguras excesivas esto debido que estas producen vibraciones provocando una deformación del disco. (Gaibor Garcia Roque Fernando, 2014). Las pastillas de freno suelen provocar o disminuir el problema debido a la calidad dado que esta se puede percibir a baja presión y baja desaceleración. (Paúl Wilfrido Méndez Torres, 2017)

2.6.2.2 Judder Caliente (Hot Judder):

Son vibraciones a temperaturas altas, este fenómeno sucede en velocidades medias y altas, ya que las condiciones de frenado se alargan y la temperatura aumenta entre 300 a 500° C. El fenómeno de Judder caliente se da cuando los materiales de fricción son elevados las temperaturas en algunas zonas del disco y cuando estas zonas se enfrían se crean manchas siendo estas visibles. El resultado de esta mancha se da por que la

Anexo 3. Mena, A. L. (2021). *Universidad Internacional del Ecuador* . Obtenido de <https://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/4502/1/T-UIDE-0133.pdf>.....9-17

Universidad Internacional del Ecuador

Escuela de Ingeniería Automotriz



Tema:

**Determinación de la Eficacia del Frenado en un Vehículo Chevrolet
Aveo Emotion utilizando Distintos Materiales de Fricción en los
Elementos Frenantes**

Proyecto Previo a la Obtención del Título de Ingeniero en Mecánica Automotriz

Boris Mauricio Paredes Morales

Director:

Ing. Alex Llerena Mena, MSc.

**Guayaquil-Ecuador
Febrero, 2021**

Capítulo I

Antecedentes

1.1 Tema de Investigación

Determinación de la Eficacia del Frenado en un Vehículo Chevrolet Aveo Emotion utilizando Distintos Materiales de Fricción en los Elementos Frenantes

1.2 Planteamiento, Formulación y Sistematización del Problema

En la actualidad, el campo automotriz cuenta con un sinnúmero de repuestos de distintas marcas y variedad de materiales utilizados. Para los sistemas de frenado, específicamente, dichos suministros deben cumplir con estándares de calidad para brindar confianza y seguridad al momento de la conducción. Es por ello por lo que, determinar la eficacia de frenado de cada uno de dichos materiales en un determinado modelo de vehículo, nos ayudará a saber elegir entre ellos de acuerdo con nuestros requerimientos.

En la inspección técnica de vehículos (ITV) son de suma importancia los procedimientos de inspección aplicables al frenado de automotores con sistemas neumáticos. Los parámetros técnicos de dicha inspección se basan en la norma ISO 21069-2 de verificación en frenómetro de la eficacia del frenado.

ISO 21069-2 describe el procedimiento para obtener resultados de mediciones comparables en pruebas de frenado, de modo que la eficiencia del sistema de frenos se puede evaluar confiablemente. Esta normativa determina los símbolos y definiciones; métodos de prueba; condiciones de la prueba; equipo de prueba requerido; precisión del equipo de prueba; registro y cálculo de datos necesarios; presentación de resultados; y criterios de evaluación para aprobar o no aprobar.

1.2.1 Planteamiento del Problema

El progreso de la tecnología implementada en el sector automotriz crece sustancialmente cada año. El desarrollo de nuevos materiales aplicados a los vehículos, así

como en sus repuestos, nos permite una mayor fiabilidad al momento de conducir. Sin embargo, en la mayoría de las ocasiones los propietarios de vehículos desconocen las características y cualidades que deben cumplir dichos repuestos para poder cumplir a cabalidad su misión.

La falta de asesoramiento técnico en los talleres automotrices contribuye también a una mala elección por parte de sus clientes cuando tienen que optar por un determinado repuesto. Se suma a esto, el factor costos, siendo un elemento determinante en la elección del producto.

El coeficiente de fricción se define dividiendo la fuerza de fricción para la carga normal aplicada. En Ecuador, la norma INEN publicada en 2012 referencia dichos coeficientes según los materiales utilizados tal como se puede observar en la Tabla 1.

Tabla 1

Codificación de los Materiales de Fricción Según Norma INEN

LETRA DEL CODIGO	COEFICIENTE DE FRICCIÓN
C	$\mu \leq 0.15$
D	$0.15 < \mu \leq 0.25$
E	$0.25 < \mu \leq 0.35$
F	$0.35 < \mu \leq 0.45$
G	$0.45 < \mu \leq 0.55$
H	$\mu > 0.55$
Z	Sin clasificación

Fuente: Adaptado de Norma INEN 2012. (<https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/2185-3R.pdf>)

Los elementos de frenado constituyen en el vehículo un sistema indispensable para la seguridad del conductor. En el sistema de frenos de disco, así como el sistema de frenos a tambor, se requiere un coeficiente de fricción mínimo en los elementos rozantes (pastillas, zapatas y sus revestimientos) para cumplir con normas establecidas en cada país.

Capítulo II

Marco Referencial

La eficiencia de frenado es la importancia de detener el vehículo en cuanto a distancia en el tiempo.

Se cuantifica por la deceleración (aceleración negativa) que sucede durante el proceso de frenado. Por convención de medida se considera que la eficacia de los frenos alcanza el 100% cuando la deceleración medida es igual a la aceleración de la gravedad ($9,8 \text{ m/s}^2$), también representada como 1G.

2.1 Marco Teórico

2.1.1 *Conceptos Preliminares*

Desde fines del siglo XVIII cuando se inventó el primer automóvil, hasta la actualidad, los fabricantes de vehículos a nivel mundial se han mantenido a la vanguardia en el descubrimiento y desarrollo de nuevas tecnologías para ser aplicadas en la industria automotriz. Entre los objetivos principales de las fábricas líderes, a más de ser competitivos entre sí para obtener réditos económicos, es brindar al consumidor final un producto que tenga un alto grado de confiabilidad y seguridad en las vías. Es así, que invierten millones de dólares anuales en descubrimiento de nuevos materiales para aplicarlos en los vehículos.

En el tema de seguridad, el sistema de frenos cumple un rol determinante para la evaluación de este parámetro. Dicho sistema consta con algunas variaciones de elementos frenantes, así como de su tipo de accionamiento según el vehículo y sus prestaciones.

2.1.2 *Definición de Frenado*

Los frenos de un vehículo tienen como finalidad detener su marcha a voluntad del conductor de forma eficiente sin perder la estabilidad durante el proceso. (Macmillan, 2009). Para cumplir este propósito, existen varios tipos de sistemas de frenado que se analiza junto con sus componentes.

2.1.3 Tipos de Sistema de Frenos

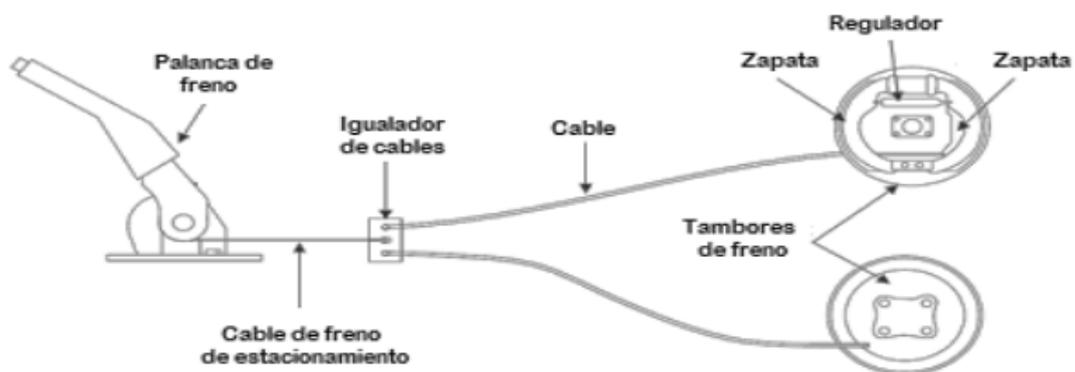
El sistema de frenado con la evolución de tecnología y materiales ha tenido muchas variaciones en sus componentes y accionamiento. Muchos de estos tipos no han sido lo suficientemente fiables para mantenerlos hasta la actualidad. Sin embargo, fueron la base para la evolución de este sistema. En esta clasificación se encuentran los tipos de sistema más comunes en nuestro medio.

- **Sistema de Freno Mecánico**

Este sistema de frenado está instalado generalmente en el freno de estacionamiento de la mayoría de los vehículos ligeros, el cual actúa sobre ambos frenos traseros por medio de un cable y una varilla acoplada a la palanca de freno. Los elementos rozantes en este sistema son las zapatas, las cuales se separan entre sí, apoyándose sobre el tambor de freno para detener el movimiento, tal como se presenta en la Figura 1. (Dominguez - Ferrer, 2012)

Figura 1

Esquema del Sistema de Freno Mecánico

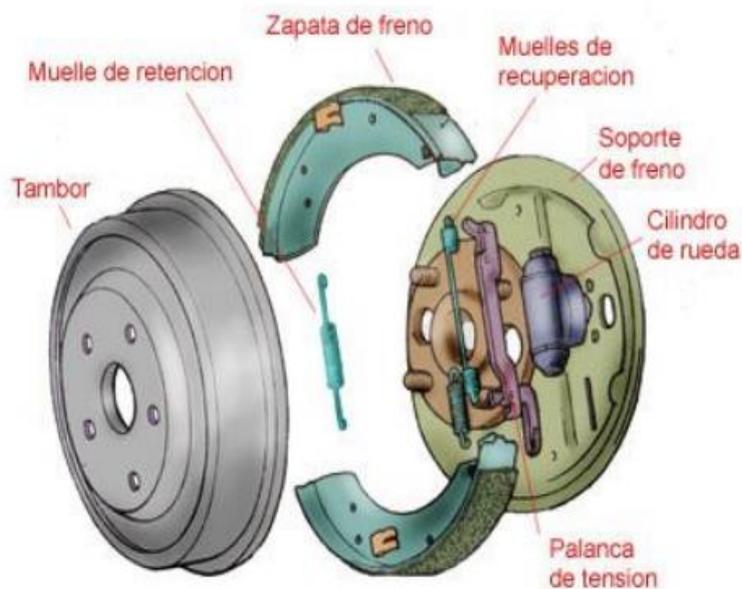


Fuente: Adaptado de Mecafenix, I. (2020, 29 junio). *Tipos de frenos automotrices*. Ingeniería Mecafenix. (<https://www.ingmecafenix.com/automotriz/frenos-automotrices/>)

El elemento frenante principal en este sistema son las zapatas de freno (representado en la Figura 2), con sus distintos forros según el material utilizado, los cuales actúan sobre la superficie del tambor produciendo fricción y disminuyendo la velocidad del vehículo.

Figura 2

Sistema de Freno de Tambor



Fuente: *Frenos de Tambor y de Disco*. (2013, 9 mayo). WordPress.com. (<https://automobileneeds.wordpress.com/2013/04/01/frenos-de-tambor-y-de-disco/>)

- Sistema de Freno Hidráulico

El principio hidráulico que utiliza este sistema es la principal variante con el sistema anterior, el cual distribuye la presión del líquido del sistema en todos los puntos cumpliendo así la acción de frenado.

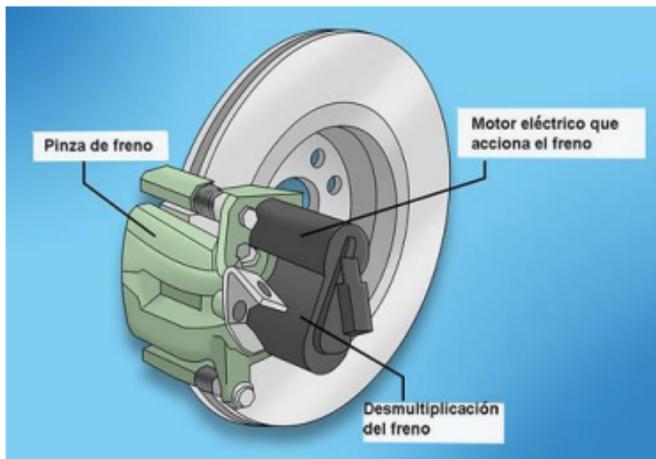
Este sistema consta de una bomba hidráulica, la cual, al ser accionada por el pedal de freno, esta reparte de igual manera la presión generada hacia todas las ruedas según su distribución, tal como se muestra en la Figura 3.

posee pequeños motores eléctricos en cada rueda regulando el giro por medio de la corriente eléctrica dosificada por la unidad de control del vehículo.

En el caso de vehículos livianos, los motores eléctricos accionan el sistema de freno de disco, ya mencionado anteriormente e indicado en la Figura 7. Para calcular los requerimientos del conductor cuando acciona el pedal del freno, la ECU (Unidad de Control Electrónico, por sus siglas en inglés) censa la presión ejercida en dicho pedal, así como los datos entregados por el sistema de control de estabilidad (ESP), el control de tracción (TCS), y el sistema de antibloqueo de frenos (ABS).

Figura 7

Freno de disco accionado por motor eléctrico



Fuente: Fidalgo, R. (2019, 14 enero). *¿Es mejor el freno de mano eléctrico o el de palanca?* Autocasión. (<https://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/freno-de-mano-electrico-o-de-palanca>)

Existen distintas variaciones de este sistema de frenado, sin embargo, aún no es aplicado directamente como freno de servicio ya que es totalmente dependiente de la energía eléctrica del vehículo, quedando inservible en caso de cortes de energía dentro del mismo.

2.1.4 Eficacia de Frenado

Se entiende por eficacia de frenado a la relación de las fuerzas de frenado respecto a la masa máxima del vehículo. Este dato de eficacia vendrá dado en tanto por ciento y es un valor indicativo del estado y actuación global del sistema de frenos del vehículo.

La eficacia de frenado está determinada por la ecuación 2.

$$E = \frac{F}{M.M.A * g} * 100 \quad (2)$$

donde:

E: valor de la eficacia en %

F: suma de todas las fuerzas de frenado en Newton

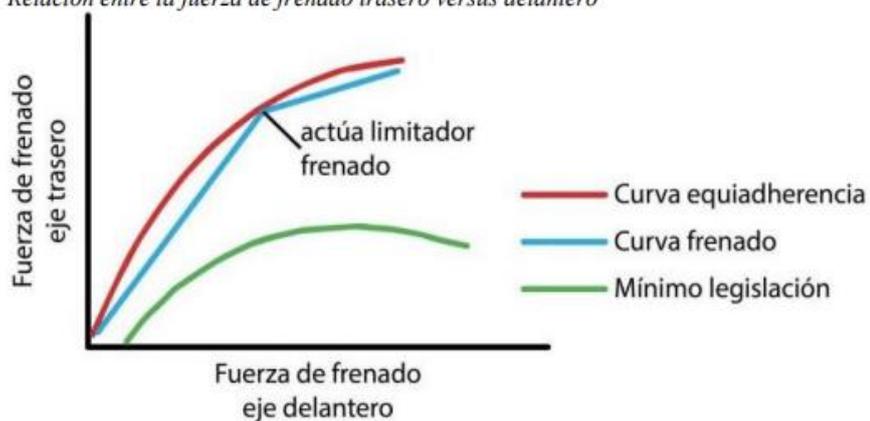
M.M.A: masa máxima autorizada del vehículo en kg.

g: aceleración de la gravedad (9.8 m/s²)

En la Figura 8 se muestra una ilustración de la relación entre la fuerza de frenado del eje trasero versus la fuerza de frenado del eje delantero, donde la curva equiadherencia expone el punto donde más se aprovecha la adherencia del vehículo en ambos ejes, lo que permite observar que la fuerza de frenado es relativamente similar a adherencia, es decir, a medida que aumenta la fuerza de frenado también lo realizará la adherencia. Sin embargo, existirán factores externos que influyan en la adherencia tales como: diferentes condiciones de la calzada, estado de neumáticos, entre otros.

Figura 8

Relación entre la fuerza de frenado trasero versus delantero



ANEXOS MARCO TEÓRICO

Anexo 4. MANUAL TÉCNICO DE LA PASTILLA DE FRENO. (10 de mayo de 2024).

Obtenido de <https://es.slideshare.net/EduardoRuiz40/manual-tecnico-pastillas-freno.....1-38>

MANUAL TÉCNICO DE LA PASTILLA DE FRENO

CAPÍTULO 1: ANÁLISIS DE LAS FUERZAS DESARROLLADAS EN EL FRENADO.

1. INTRODUCCIÓN.

Uno de los sistemas fundamentales de todo vehículo automóvil es el que le confiere la capacidad a reducir su velocidad incluso llegando a detenerlo si así lo decide el conductor. Dicho sistema es el sistema de freno.

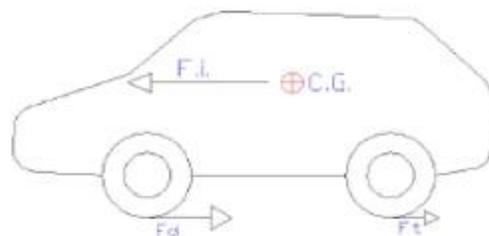
El principio de funcionamiento de un sistema de frenado es la reducción de la energía cinética y/o potencial para transformarla en energía calorífica. Con esta transformación de energía se consigue la reducción de la velocidad del vehículo.

En el presente capítulo se analizarán los conceptos fundamentales relacionados con el frenado de los vehículos y especialmente los relacionados con el reparto óptimo de frenada y con el proceso de deceleración.

Consideramos los vehículos como cuerpos rígidos, no dotados, por tanto, de suspensiones. Así mismo, se considerará que el movimiento se produce en línea recta y sin acciones laterales, por lo que el análisis de los esfuerzos y movimientos asociados al proceso los estudiaremos a lo largo de este capítulo.

El reparto de cargas sobre el eje en un vehículo moderno en parado, es aproximadamente de un solo 55% del peso total en el eje delantero, y del 45% sobre el eje trasero. Evidentemente, este reparto **estático** de cargas se modifican en condiciones **dinámicas** según las aceleraciones o deceleraciones a que se ve sometido el vehículo.

Las principales fuerzas en juego en el proceso de frenado del vehículo son las que se representan en el esquema siguiente:



Esquema de las fuerzas en juego en el proceso de frenado

Como se puede observar en el diagrama, la inercia del vehículo al frenar genera una fuerza (F_i) que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo y que

normalmente, al estar este punto situado a mayor altura que el eje de las ruedas, genera un par de cabeceo en el vehículo que modifica el reparto de cargas sobre los ejes. Aunque dicho reparto de cargas dinámicas durante la frenada depende de otros factores tales como el reparto de cargas estáticas, alturas del centro de gravedad y otros, se puede estimar que en un vehículo **tipo** dicho reparto de masas en una situación dinámica es el 75 % sobre el delantero y un 25 % sobre el eje trasero.

Esta situación supone que tanto el dimensionamiento de los frenos delanteros y trasero así, como las características del material de fricción de las pastillas o zapatas, han de tener distintas dimensiones y/o coeficientes para evitar el bloqueo de las ruedas traseras.

De producirse el bloqueo del eje trasero, la estabilidad direccional del vehículo quedaría enormemente comprometida y en dicha situación el coche tendería a girar sobre su eje, como se verá más adelante con mayor detalle.

2. FUERZAS Y MOMENTOS QUE ACTÚAN EN EL PROCESO DE FRENADO.

Veremos a continuación los diferentes esfuerzos que intervienen durante el proceso de frenado, algunos de ellos nos podrían parecer irrelevantes, pero veremos que son de vital importancia dependiendo del tipo de conducción que realicemos.

FUERZA DE FRENADO.

Las principales fuerzas retardadoras del vehículo en el proceso de frenado son las que se desarrollan en la superficie de las ruedas como consecuencia de su contacto con la calzada, al serles aplicados pares que se oponen a su movimiento, es decir, las fuerzas de frenado.

La fuerza de frenado máxima así como la fuerza de tracción máxima tienen dos límites. En ambos casos el impuesto por el "neumático - suelo". En lo relativo a las fuerzas de frenado, existe el otro límite impuesto es el que tiene el sistema de freno y en lo referente a las fuerzas de tracción máxima el que impone la potencia del motor. El límite crítico es el impuesto por la adherencia existente entre el neumático y el suelo. Cuando se rebasa este límite, en el caso del sistema de freno, se produce el bloqueo de las ruedas que deslizan sobre el pavimento, produciéndose efectos nefastos que más adelante comentaremos.

RESISTENCIA A LA RODADURA.

La resistencia a la rodadura así como la resistencia aerodinámica del vehículo intervienen como fuerzas retardadoras en el proceso de frenado. Aunque su influencia es pequeña frente a la fuerza de frenado, pero aún así ayudan durante el proceso de deceleración. La resistencia a la rodadura, fundamentalmente está compuesta por la fricción neumático – suelo y pérdidas mecánicas en el sistema de transmisiones. Su valor es generalmente pequeño en comparación con las otras fuerzas en juego. El valor de la resistencia a la rodadura crece casi proporcionalmente a la velocidad.

ACCIONES AERODINÁMICAS.

Las fuerzas aerodinámicas al avance solo tienen interés como fuerzas retardadoras a altas velocidades. A velocidades moderadas o bajas pueden despreciarse frente al valor de la fuerza de frenado.

Las fuerzas aerodinámicas son importantes a altas velocidades ya que su valor aumenta con el cuadrado de la velocidad que el vehículo lleve. Es decir que cuando doblamos la velocidad de un vehículo, por ejemplo de 80 km/h a 160 km/h la resistencia aerodinámica al avance, por ejemplo 40 Kg. se multiplica por cuatro siendo necesario un empuje de 160 Kg. En la siguiente tabla vemos como crecen las fuerzas aerodinámicas y de rodadura así como la potencia necesaria que debe tener el vehículo para superarlas.

Velocidad (Km/h)	Resistencia Aerodinámica (Kg)	Resistencia a la Rodadura (Kg)	Resistencia Total (Kg)	Potencia necesaria (CV)
40	5,3	10,0	15,3	2,3
80	21,6	14,0	35,6	10,7
120	48,6	19,0	67,6	30,6
160	86,4	26,0	112,4	67,9
200	135,0	32,0	167,0	126,2

Esta tabla ha sido confeccionada con las dimensiones de un vehículo de tamaño medio.

RESISTENCIA DEL MOTOR Y TRANSMISIÓN.

La resistencia que ofrece el motor constituye, en muchos casos, un factor importante en el proceso de frenado. La potencia, como el par resistente, que ofrece el motor en procesos de frenado en los que permanece conectado a las ruedas a través de la transmisión, es importante cuando gira a un gran número de revoluciones y disminuye con la velocidad, hasta hacerse pequeño en el último intervalo de un proceso de frenado.

En bajadas prolongadas, especialmente si se trata de vehículos pesados, la retención efectuada por el motor es de suma importancia para preservar los

transmitido por el sistema de freno a cada rueda es proporcional a la carga dinámica que soporta. Para optimizar la frenada y evitar el bloqueo de las ruedas se estudia el *reparto óptimo de las fuerzas de frenado*.

Adicionalmente, algunos fabricantes especifican el material de fricción del freno del eje trasero con un coeficiente de fricción (μ) inferior al del eje delantero. Otros, aceptan materiales de fricción de un mismo coeficiente, pero **nunca** que el freno trasero tenga un coeficiente de fricción superior al eje delantero en cualquier situación de presión en el circuito, velocidad o temperatura.

En consecuencia, es muy recomendable sustituir las pastillas de freno en los dos ejes por pastillas de un mismo fabricante ya que el montar materiales de diferentes fabricantes puede dar lugar a problemas como los descritos anteriormente.

4.- REPARTO ÓPTIMO DE LAS FUERZAS DE FRENADO.

Cuando el vehículo se encuentra estático, la masa del vehículo se reparte entre el eje delantero y el eje trasero, con valores que el diseño del vehículo ha provisto. Casi todos los vehículos comerciales de nuestros días, son ligeramente más pesados en la zona delantera que en la trasera. Ya que, no solo, el motor está ubicado en la parte delantera, sino que además al traccionar en ese mismo eje, caja de cambio, diferencial, las transmisiones, etc. se encuentran en el eje delantero.

El menor peso en el eje trasero implica que el diseño del reparto de fuerzas sea fundamental para no alcanzar el **bloqueo** de las ruedas traseras. Además como ya se ha comentado anteriormente, cuando nosotros frenamos aparece un momento de cabeceo alrededor del centro de gravedad, que genera una transferencia de carga del eje trasero al eje delantero. Esto significa, que no solo el eje trasero es menos pesado que el delantero, sino que además por dinámica vehicular en el eje trasero y siempre que se accione el freno, se va a descargar transfiriendo parte de esa carga al eje delantero.

El valor de la transferencia de carga que se produce al frenar del eje trasero al delantero, depende de la altura del centro de gravedad del vehículo y de la batalla del vehículo, es decir, de su distancia entre ejes.

Debido a todas estas variables, la fuerza frenante que se aplicará al eje delantero no es igual a la del eje trasero. Lo mismo debe decirse para las fuerzas que se aplican durante la aceleración. Si hiciésemos los cálculos para saber que porcentaje de la frenada debe de producirse en el eje delantero y cual en el eje trasero, considerando un coeficiente de fricción neumático – suelo de valor $\mu = 0,8$. El reparto sería de un 0,75 % de la frenada en las ruedas delanteras; y 0,25 % en las ruedas traseras (Punto O).

CAPÍTULO 3 EL SISTEMA DE FRENADO.

El sistema de frenos de un vehículo moderno está compuesto por los siguientes elementos:

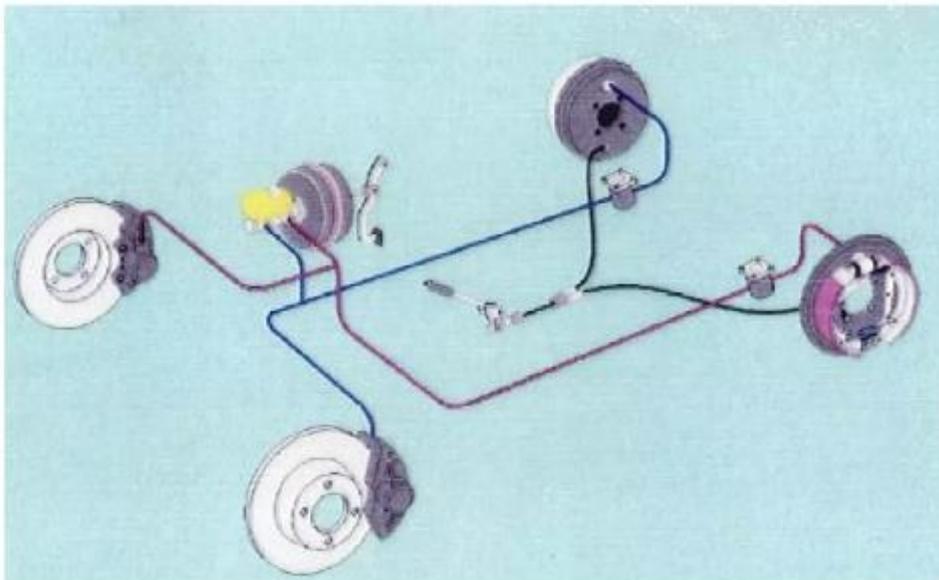


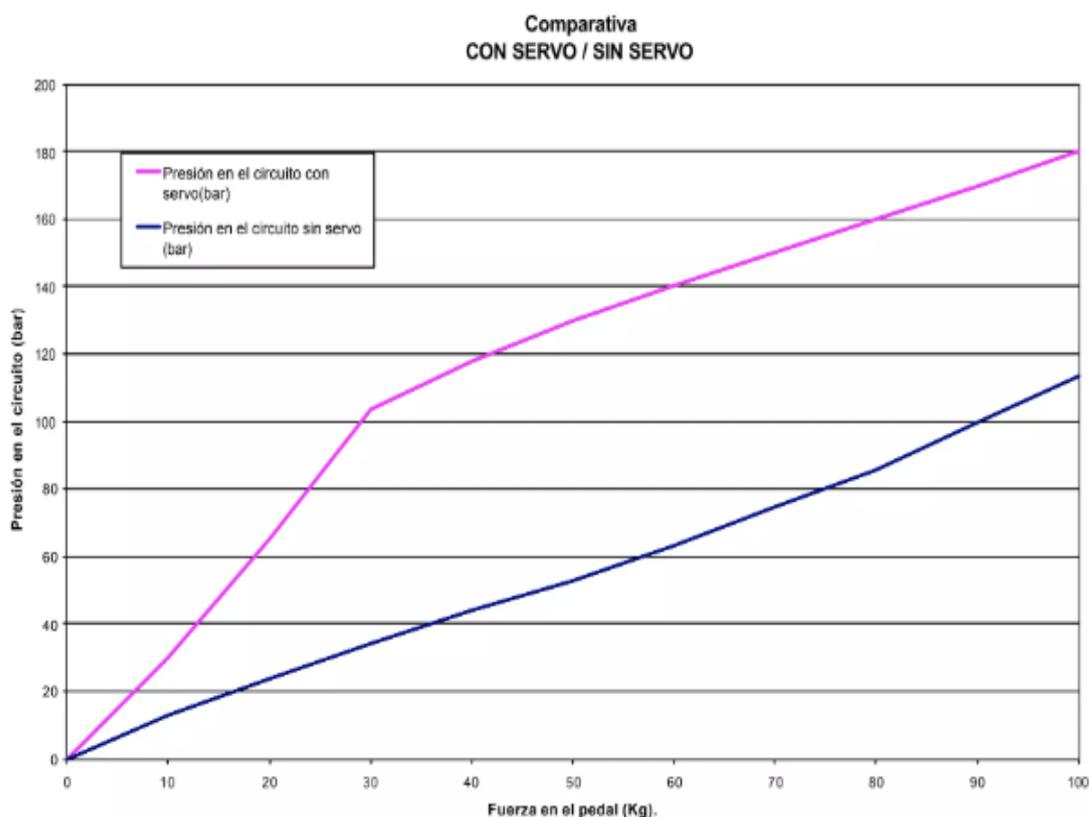
Diagrama de un sistema de frenos configurado de forma diagonal.

1. SERVOFRENO:

El servofreno es el sistema por el cual la fuerza que hay que ejercer sobre el pedal, para presurizar el circuito a una misma presión, se reduce. Es decir, es un elemento que reduce el esfuerzo que necesita el conductor para presurizar el circuito pisando el pedal.

Las ventajas del servofreno no son exclusivamente las de poder realizar una presión mayor sobre el circuito hidráulico, y por consiguiente, sobre los pistones de las pinzas con un mayor descanso del pie. Si no que lo que se consigue es una mejor dosificación de la frenada.

Los servofrenos actuales más corrientes son aquellos que actúan por vacío. Estos aparatos aprovechan la depresión creada en el colector de admisión cuando se retira el pie del acelerador para aumentar la fuerza que el pie proporciona al pedal del freno.



Comparativa de la fuerza de pedal a realizar en un vehículo sin servofreno y otro dotado de servofreno

Los valores típicos de esfuerzo pedal / servo para el sistema tipo representado anteriormente, son los siguientes:

Fuerza sobre el pedal (Kg)	Presión en el circuito con servo (bar)	Presión en el circuito sin servo (bar)
0	0	0
10	30	13
20	65	24
30	104	34
40	118	44
50	130	53
60	140	63
70	150	75
80	160	86
90	170	100
100	180	113

CAPÍTULO 4

PASTILLAS DE FRENO

1. BREVE RESEÑA HISTORICA SOBRE LA FRICCIÓN.

Con la aparición de los vehículos autopropulsados a finales del siglo XIX, surgió la necesidad de dotarles de un sistema que consiguiese detenerlos cuando el conductor decidiera. Las primeras soluciones aportadas fue la adaptación de los frenos de los coches de caballos en estos primeros automóviles. Esto era posible a que las velocidades que los vehículos de tracción mecánica desarrollaban eran relativamente bajas. Estos sistemas consistían en un accionamiento manual de una palanca que movía una zapata, la cual rozaba contra la banda de rodadura de las ruedas produciendo así la fricción necesaria para decelerar o frenar el vehículo de forma efectiva.

En el año 1887 Herbert Froot, implemento el primer forro de fricción basado en la utilización de fibras de algodón, trenzadas en forma de correa. Esto estaba todo ligado mediante soluciones bituminosas y hilos de latón. Este material no solo fue usado en los frenos de los coches de caballos, sino que además fue empleado en algunos de los automóviles de la época consiguiendo unos resultados aceptables. Lógicamente tenía unas limitaciones ya que el uso de una fibra natural como es el algodón significaba que por encima de 150°C perdía las propiedades de fricción y se rompían. Esta desventaja se hizo palpable enseguida, y tan solo diez años después se introdujo en la formulación las fibras de amianto. Sentando las bases de los materiales de fricción durante las décadas siguientes.

Se eligió la fibra de amianto crisótilo para la mayoría de las aplicaciones. Las fibras de amianto eran fáciles de tejer de la misma forma que el algodón con lo cual fue fácil sustituir las fibras de algodón. Su mayor resistencia mecánica, la resistencia a la temperatura, la flexibilidad, sus excelentes propiedades de fricción y la compatibilidad con las resinas y demás sustancias ligantes, hacían de la fibra de amianto el mejor de los componentes para aplicaciones de fricción. La inclusión de latón y otros alambres en el tejido añadieron resistencia física y modificaron las características friccionales de comportamiento del material.

Durante sesenta años los materiales de fricción de este tipo han contribuido enormemente en la seguridad de los automóviles, camiones y toda clase de vehículos que circulaban por todo el mundo.

A principios de la década de los años 20, los químicos comenzaron el estudio de sustituir los trenzados de los forros de freno por piezas moldeadas. Comenzaron usando fibras cortas de crisotila, las cuales eran muy abundantes y de coste reducido. Uno de los primeros creadores de forros de freno no trenzados fue Mr. Blume, en 1926, su formula presenta unas similitudes muy interesantes con la primera formula de amianto desarrollada. La fórmula original se basaba en

alambres de latón y en un refuerzo de tejido de amianto, unidos por un compuesto de aceite o goma de asfalto. La nueva fórmula moldeada utilizaba el mismo amianto, pero las fibras eran más cortas que las que se utilizaban en el tejido de amianto. El alambre de latón se sustituyó por partículas de latón y el asfalto original por aceite de linaza y un carbón bituminoso especial que aportaba un alto grado de volatilidad y un bajo desprendimiento de cenizas. La mayor parte de los avances posteriores fueron únicamente mejoras que se añadieron a este concepto original.

Durante la década de los 30, los químicos comenzaron a investigar en resinas flexibles con mayor resistencia al calor. Estos nuevos materiales, junto con el proceso de mezclado en seco, abrió el camino a nuevos y muchos más sofisticados componentes y con ello a un nuevo mundo de materiales de fricción que todos conocemos hoy en día.

Al mismo tiempo, otros pioneros en el desarrollo del material de fricción provenían de la industria del caucho. Los trenzados de algodón y posteriormente los trenzados de amianto fueron recubiertos con compuestos de caucho que después iban siendo apilados en capas hasta obtener el espesor requerido, todo ello se conseguía gracias a la ayuda de la maquinaria típica de la industria del caucho. Más tarde se introdujeron compuestos de fibra de amianto y caucho, que podían laminarse y plegarse o extrusionarse, también utilizando la maquinaria convencional del caucho.

Durante la década de los 50 se implementó una nueva formulación que contenía nuevas resinas que ligaban virutas metálicas dando paso así, a la aparición de las pastillas en base metálica. Esta formulación procedía del gran éxito que los materiales de fricción metálicos habían conseguido en aplicaciones industriales y aeronáuticas. Estos nuevos materiales metálicos eran una mezcla de resinas con lana de acero y grafito. Este tipo de fórmulas fueron muy usadas durante la década de los 70 en la fabricación de las pastillas.

En los años 60, a medida que se avanzaban en el diseño de los vehículos y era necesario mejorar los sistemas de frenos, muchas empresas de materiales de fricción comenzaron a buscar alternativas al amianto como principal componente de los frenos de disco. El amianto es un material que posee sus propias limitaciones; es un recurso agotable, de calidad variable y su precio subía. Como alternativa, se contempló el uso de fibras de vidrio, fibras de metal y más recientemente, fibras de carbón sintéticas.

Al mismo tiempo, comenzó a cuestionarse el efecto sobre la salud del uso del amianto. Muchos fabricantes dejaron de trabajar con este material debido a los problemas que se asociaron con él. Todo esto hizo que los materiales de fricción semi-metálicos llegaran a ser los más utilizados en los años 70 para la fabricación de frenos de disco.

Los semi-metálicos distan de ser materiales ideales para cualquier aplicación. Los materiales de fricción con alto contenido en metales son mejores conductores del calor que los materiales compuestos de amianto, y esto puede ocasionar problemas como por ejemplo, una excesiva transferencia de calor a la pinza y al líquido de frenos que puede entrar en ebullición.

El desarrollo de los nuevos materiales de fricción continuó durante los 80. La aparición de la tracción delantera, la reducción de tamaño de las ruedas y el perfeccionamiento del diseño aerodinámico son sólo algunos aspectos del desarrollo de la industria automovilística que implicaron nuevas exigencias en el mundo de los materiales de fricción durante los últimos 20 años. El incremento de calor generado durante el frenado plantea problemas adicionales para la ingeniería de fricción y para quienes se dedican a formular materiales de fricción. Por esto, se está desarrollando una nueva generación de productos con **una menor conductividad térmica que los semi-metálicos**, que supongan una reducción de la transferencia de calor al líquido de frenos.

Durante los años 90 hace su aparición una nueva tendencia en los programas de desarrollo de los principales fabricantes de vehículos y materiales de fricción con el fin de sustituir los contenidos de metales pesados del material de fricción (trisulfuro de antimonio, sulfuro de plomo o galena, disulfuro de molibdeno, fibras de cobre y componentes del cobre lo mismo que fibras de silicio) por compuestos no tóxicos, a fin de evitar el impacto negativo de dichos materiales sobre el medio ambiente y los seres humanos. Se trabaja en un material orgánico que no se desintegre a altas temperaturas de frenado y mantenga sus características de fricción en un ancho rango de temperaturas. Un material que admita el desgaste sin dañar las otras superficies. Estamos ante la aparición de una nueva generación de materiales de fricción de superiores prestaciones y más respetuosos con el medio ambiente, así como con las personas que cada día están en contacto con estos materiales.

No obstante, todavía quedan en el mercado productos de fricción que contienen amianto, y se recomienda, dadas sus propiedades cancerígenas, su manipulación siguiendo las normas estrictas de seguridad que están claramente definidas en todos los países para la manipulación de productos tóxicos y peligrosos.

2. COMPOSICIÓN.

La obligatoriedad de eliminar el amianto supuso un cambio importante dentro de las formulaciones. El amianto era una fibra que constituía la base de cualquier formulación ya que era capaz de aportar las cualidades requeridas a cualquier material de fricción.

No obstante, aunque los primeros materiales "sin amianto" que aparecieron en el mercado eran de prestaciones y duración inferiores a los de "con amianto",

hoy en día los productos "sin amianto" han superados a aquellos en todos los requisitos exigibles a un material de fricción.

En la actualidad la mayoría de los fabricantes de fricción emplea en mayor o menor medida la base que a continuación se ofrece.

LAS FIBRAS: Las fibras son los elementos encargados de aglutinar y ligar el resto de los elementos. Es decir, las fibras son el "armazón" de las pastillas de freno, a través de sus múltiples ramificaciones van uniendo el resto de los elementos. Existen dos tipos principales de fibras las sintéticas y las minerales. Las más usuales en el campo de la fricción son: fibras de vidrio, fibras de aramida, lana de roca...

LAS CARGAS MINERALES: Las cargas minerales son las encargadas de dar consistencia mecánica al conjunto, es decir, le aportan resistencia a la abrasión, resistencia a cortadura... Están encargadas también, de aportar resistencia a las altas temperaturas. Las más usuales son: barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato y otros.

COMPONENTES METÁLICOS: Se añaden en forma de polvo o viruta para conseguir homogeneizar el coeficiente de fricción así como la transferencia de calor de la pastilla al caliper. Los más usuales son, latón, cobre, bronce entre otros.

No obstante una gran parte de los componentes metálicos usados en los materiales de fricción, tienen efectos nocivos sobre la salud por lo que se recomienda seguir estrictamente la legislación referente a los productos que contengan tales metales pesados.

LOS LUBRICANTES O MODIFICADORES DE COEFICIENTE: Son los encargados de hacer variar el coeficiente de fricción normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura de funcionamiento. Son empleados en forma de polvo suelen ser grafitos, coques, sulfuros, antracitas, etc.

LOS MATERIALES ORGÁNICOS: Son los encargados de aglomerar el resto de los materiales. Cuando alcanzan una determinada temperatura fluyen y ligan el resto de componentes, hasta que se polimerizan. Las más importantes son las esinas fenólicas termoendurecibles, aunque también son empleados diferentes tipos de cauchos, ceras, aceites...

LOS ABRASIVOS: Cumplen principalmente la misión de incrementar el coeficiente de fricción y también renuevan y limpian la superficie del disco permitiendo la formación de la capa intermedia o también conocida como **tercera capa**.



Composición del material de fricción

3. FABRICACIÓN.

La fabricación de material de fricción es un proceso bastante estandarizado. Las variables del proceso son las que cada fabricante define en función del tipo de materiales que emplea, es decir, de la composición que defina. A grandes rasgos los pasos fundamentales que se deben de seguir a la hora de fabricar son:

- ♦ **EL PROCESO DE MEZCLADO:** Es uno de los principales pasos dentro del proceso de fabricación, ya que su misión es la de mezclar todos los componentes de forma homogénea. Para conseguir una buena homogeneización de la mezcla, el mezclador está provisto de un eje central que hace girar los componentes en forma de ochos y en otro eje dos cuchillas batidoras que son las que van homogeneizando la mezcla. En este proceso, uno de los factores críticos es el tiempo que los diferentes materiales pasen en el mezclador, ya que este periodo debe estar definido dependiendo del tipo de fibras que se vayan a mezclar. Cada fibra tiene un tiempo de apertura, es decir, un periodo en el cual su longitud es la mayor posible, a partir de ahí lo que sucede es que las fibras se van acortando con lo cual no realizarán la función anteriormente descrita.
- ♦ **PRENSADO EN CALIENTE:** La misión del prensado en caliente es la de aglutinar los diferentes componentes. Por una parte, con la presión que

CAPÍTULO 5: LOS DISCOS DE FRENO

1. LOS DISCOS DE FRENO:



Disco de freno

Los discos de freno son la superficie contra la cual interactúan las pastillas para frenar el vehículo, debido a que el disco gira solidario con las ruedas. Ese rozamiento entre discos y pastillas produce la transformación de energía cinética en energía calorífica, provocando una reducción de la velocidad.

Los discos de freno no solo deben producir la transformación de energía sino que además deben conseguir que el calor producido sea transmitido a la atmósfera lo más rápidamente posible, ya que sino, las temperaturas a las que operaría el sistema serían muy elevadas llegando incluso al colapso del sistema.

El material escogido para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos. Existen también, discos de materiales compuestos en matriz de carbono, usados en la alta competición y en los frenos de los aviones, aunque debido al alto coste que tienen son inviables para los vehículos comunes. En la actualidad se están desarrollando discos de freno en aluminio con una base de carburo de silicio, ya que su menor peso los hacen muy atractivos, pero la mala disipación de calor que tienen los hacen inviables de momento, ya que necesitan un sobredimensionamiento importante que hacen que pierdan las ventajas del reducido peso.

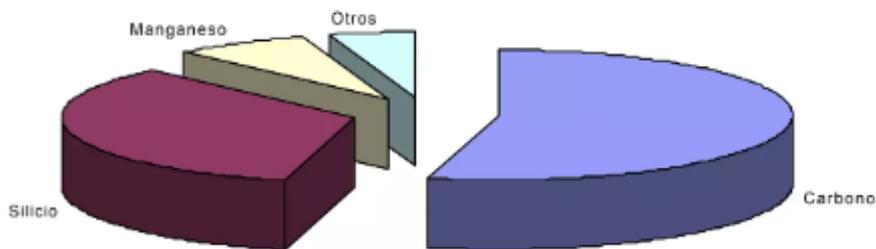
Las características básicas de la fundición de los discos la podemos ver la siguiente tabla.

Propiedades físicas	Valores
Resistencia a tracción	240 N / mm ²
Dureza	170 – 250 HB

La composición básica del material de los discos es una fundición gris nodular de grafito laminar, que contiene entre un 92% y un 93% de hierro. Además

del hierro otros componentes básicos tales como el silicio, manganeso y otros garantizan la calidad de un elemento crítico en el frenado como es el disco. En el gráfico siguiente podemos ver el porcentaje de los diferentes materiales que junto con el hierro, que supone el 93% del total, el resto de materiales suponen entre el 7% y el 8% que resta de la composición total del disco.

Composición de los discos

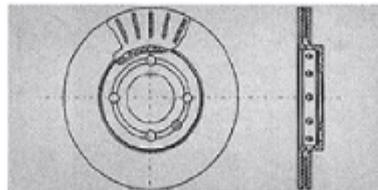


Composición de los discos (Resto de componentes excluyendo el 92% de hierro)

2. LA GEOMETRÍA DEL DISCO DE FRENO.

La geometría de los discos de frenos siempre es la misma, es decir, una superficie circular perfectamente plana. Vamos a ver a continuación, las soluciones que se han ido aportando para mejorar la disipación del calor que almacena el disco.

En primer lugar vamos a ir comentando las diferentes partes de las que está compuesto un disco.



- ❖ **LA PISTA:** es la superficie en la cual tiene lugar la acción de fricción entre las pastillas y el disco. Está dimensionada de forma que su potencia de disipación se acerque al valor de 250 W/cm^2 , pero dicho valor puede variar dependiendo de la geometría del disco, ya que si



Discos de freno SNR certificados ECE R90

Homologación ECE R90

La norma ECE R90 regula los criterios de calidad y rendimiento de los discos y las pastillas de freno.

Utilizada en el sector automovilístico, se trata de una certificación de conformidad, basada en el reglamento nº 90 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas. Es de carácter vinculante y se aplica a una serie de piezas de automoción, debiendo cumplir con las especificaciones de OE y Aftermarket.

Para obtener la homologación, las piezas son probadas y deben de cumplir todas las exigencias de seguridad de conducción y de protección del medio ambiente. Si una pieza de recambio obtiene la homologación ECE R90 en un país, ésta es automáticamente válida en todos los países sometidos a esta regulación.

Una garantía de seguridad y calidad

Según exige la normativa, todos los discos de freno deben de respetar las normas ECE R90. Para obtener esta homologación en nuestra gama de discos de freno, se han incorporado durante la fase de test de producto, una serie de pruebas y controles de calidad adicionales. Ya sea en el laboratorio o en la carretera, las 35 referencias de los kits SNR integran un rodamiento y un disco de freno que han demostrado su rendimiento, su calidad y conformidad con el mercado. Cumplen con los niveles de prestaciones de la nueva pieza de origen, lo que les ha permitido ser homologados por un organismo independiente.

Nuestras piezas homologadas a partir de ahora serán identificadas por su marcaje "R90" en la banda exterior del disco.



Foto no contractual

35 referencias homologadas

«La seguridad de nuestros clientes es primordial. Es nuestro deber proponer piezas de calidad OE certificadas, con el fin de poner a disposición del mercado de recambio los mejores productos posibles y luchar contra las falsificaciones. Nuestro objetivo como fabricante de equipos originales, es ofrecer seguridad y tranquilidad a nuestros clientes con la garantía de nuestros kits. Gracias a estas normas, los productos que no cumplan los requisitos serán cada vez más difíciles de comercializar en el mercado»

Carole BERWALD, Responsable de la gama de rodamientos de rueda, Automotive Aftermarket NTN Europe.

Se han realizado numerosos test durante estos últimos meses. Efectuados en carretera, con la ayuda de sensores, han permitido verificar diversos aspectos como:

- La presión en el circuito de freno o la temperatura del disco.
- El funcionamiento de piezas en diversas situaciones (velocidad, fuertes cargas, temperaturas extremas).
- La sensibilidad a la velocidad que se produce tras la presión del vehículo.

Objetivos de la certificación

- Facilitar los procesos de aduanas en ciertos países.
- Luchar contra las falsificaciones que afectan a la seguridad de los usuarios.
- Garantizar la tranquilidad y el confort de los conductores.

Este documento es de la exclusiva propiedad de NTN-SNR ROULEMENTS. Cualquier reproducción total o parcial del mismo sin el previo consentimiento de NTN-SNR ROULEMENTS está estrictamente prohibida, pudiéndose iniciar acciones legales contra cualquier persona que incumpla los términos de este párrafo. NTN-SNR ROULEMENTS no podrá ser considerado responsable de ningún error u omisión que pudiera haberse producido en este documento a pesar del cuidado puesto al redactarlo. Debido a nuestra política de investigación y desarrollo continua, nos reservamos el derecho a introducir cambios sin previo aviso en todos o en parte de los productos y especificaciones mencionados en este documento. © NTN-SNR ROULEMENTS. International copyright 2023.

NTN-SNR ROULEMENTS - 1 rue des usines - 74000 Annecy
RCS ANNECY B 325 621 072 - Code APE 2815Z - Code NACE 28.15
www.ntn-snr.com

NTN | **SNR** | Brands of **NTN corporation**



Anexo 6. *International Standard ISO 6310.* (2009). Obtenido de <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/21932/cba06f6b123244a0a010dd9035b7e8ee/ISO-6310-2001.pdf>.....1-5

**INTERNATIONAL
STANDARD**

**ISO
6310**

Third edition
2009-07-01

**Road vehicles — Brake linings —
Compressive strain test methods**

*Véhicules routiers — Garnitures de freins — Méthode d'essai de la
compressibilité*

**iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)**

ISO 6310:2009

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/7e5a8a81-001e-4d4f-a4c6-307196f28ca3/iso-6310-2009>



Reference number
ISO 6310:2009(E)

© ISO 2009

Road vehicles — Brake linings — Compressive strain test methods

1 Scope

This International Standard specifies a method for test and measurement of the compressive displacement of brake linings or brake pad assemblies due to loading and temperature. It also provides a test method to assess lining thermal swell and growth.

This International Standard applies to disc brake pad assemblies or coupon samples cut from the friction material.

2 Normative references

The following referenced documents are indispensable for the application of this document. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

ISO 611, *Road vehicles — Braking of automotive vehicles and their trailers — Vocabulary*

ISO 6310:2009

[https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/7e5a8a81-001c-4d4f-a4c6-](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/7e5a8a81-001c-4d4f-a4c6-307196f28ca3/iso-6310-2009)

[307196f28ca3/iso-6310-2009](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/7e5a8a81-001c-4d4f-a4c6-307196f28ca3/iso-6310-2009)

3 Terms and definitions

For the purposes of this document, the terms and definitions given in ISO 611 and the following apply.

3.1

compressibility

C

change in pad thickness or deflection, caused by a uniaxial compression load during the final loading cycle, to the maximum test pressure, which is measured in the same direction as the compression force, perpendicular to the friction surface

3.2

compressive strain

ε

ratio of the reduction in thickness of the brake lining, due to the compression load, to its initial thickness, which is measured in the direction of the application force, perpendicular to the friction surface

ISO 6310:2009(E)

3.3

deflection

D

net deflection of the sample as a result of the subtraction of the deflection of the apparatus itself from the total deflection measured by the apparatus

$$D = D_{\text{tot}} - D_{\text{app}}$$

where

D_{tot} is the total deflection measured by the apparatus;

D_{app} is the deflection of the apparatus itself

3.4

friction material contact area

A_0

measure of the area of friction material that carries the test load

NOTE It is advisable that slots, chamfers and any other features be accounted for in determining A_0 .

3.5

hot compressibility

C_{400}

compressibility with a heated platen temperature of 400 °C

3.6

temperature transfer

T_T

temperature rise at the backing plate of a brake pad assembly after the friction surface has been in contact with the heating plate at (400 ± 10) °C for a given period at a given pressure

$$T_T = T_3 - T_2$$

where

T_3 is the final temperature of the backing plate during the hot test;

T_2 is the initial temperature of the backing plate for the hot test

3.7

pad thermal growth

d_G

permanent change in thickness of the sample after the friction surface has been in contact with the heating plate at (400 ± 10) °C for a given period at a given pressure and then cooled down to room temperature

3.8

pad thermal swell

d_S

change in thickness of the sample after the friction surface has been in contact with the heating plate at (400 ± 10) °C for a given period at a given pressure

4 Symbols and units

Table 1 lists the symbols and corresponding units used in this International Standard.

Table 1 — Symbols and units

Symbol	Definition	Unit	Accuracy
A_0	friction material contact area	cm ²	0,5 cm ²
C	compressibility ^a	µm	1 µm
C_{400}	hot compressibility	µm	1 µm
d	average thickness of coupon sample ^b	mm	0,1 mm
d_G	pad growth or thermal expansion back at ambient temperature	µm	1 µm
d_S	pad swell or thermal expansion	µm	1 µm
D	net deflection of test sample ^c	µm	1 µm
D_{app}	deflection of the test apparatus itself at p_A ^d	µm	1 µm
D_{tot}	total deflection measured by the test apparatus at the maximum test pressure	µm	1 µm
F_B	pre-load	MPa ^e	1 % ^f
F_P	test load	MPa ^e	1 % ^f
p_A	test pressure at sample contact area or unit area pressure ^g	MPa ^e	1 % ^f
p_D	simulated hydraulic line pressure ^h	MPa ^e	1 % ^f
T_1	test temperature of the heating plate for hot test	°C	± 2 °C
T_2	initial temperature of the backing plate for hot test	°C	± 2 °C
T_3	final temperature of the backing plate during hot test	°C	± 2 °C
T_T	temperature transfer (standards.iteh.ai)	°C	2 %
ϵ_{p_A}	compressive strain at p_A ⁱ	—	0,000 2

^a D at p_D . Used in test method B.
^b Average of five measurements.
^c $D_{tot} - D_{app}$.
^d No sample installed.
^e 1 bar = 0,1 MPa.
^f 1 % full-span accuracy.
^g Test method A.
^h Test method B.
ⁱ D/d . Used in test method A.

5 Principles

5.1 General

The test measures either:

- the compressive strain of a friction material coupon (test method A), or
- the compressive deflection of a brake pad assembly (test method B).

Depending upon the type of sample, one of two alternative test methods is followed for applying the test load.

Test results from test method A and test method B should not be directly compared.

5.2 Test method A — Coupon sample and/or airbrake pad

Test method A loads a sample coupon to the force required to achieve a unit-area pressure at the contact interface. Test method A can be used to assess pad materials for drum brake assemblies, commercial vehicle disc or drum brakes and material coupons for research and development purposes.

For large pads used on a commercial vehicle, measure the compressive strain at the left and the right halves separately or use a segment cut in the radial direction. In other cases, sample sizes should be large enough to account for material not being homogeneous. Surfaces of coupon samples should be flat and parallel.

Unless otherwise specified, report the compressive strain value, ε_{pA} .

5.3 Test method B — Hydraulic disc brake pad assembly

Test method B loads the brake lining assembly to simulate a hydraulic line pressure of 10 MPa (100 bar) or 16 MPa (160 bar).

NOTE In common practice, the line pressure is expressed in bar in order to differentiate it from the face pressure at the contact area. Test method B is typically used for passenger car and light truck hydraulic disc brake pad assemblies.

Unless otherwise specified, report the compressive deflection or compressibility value, C , in μm .

6 Test apparatus

The test apparatus shall consist of the following.

6.1 Compressibility test-stand or uniaxial material-testing load frame to provide a uniform load over the surface of the test sample.

6.2 Loading cylinder to simulate

— a calliper piston configuration for test method B;

— a loading ram surface larger than the sample contact area for test method A.

6.3 Compression platen.

6.4 Device to measure the applied compression force to an accuracy of 1 % of full-scale of the test apparatus.

6.5 Gauge to measure the time-based deflection of the sample with an accuracy of 0,001 mm. Position the gauge on the loading cylinder or on the platen and in contact with the loading ram as near to its centre line as possible.

6.6 Recording device or computer to log load, pressure, displacements and temperatures as function of time.

6.7 Heating device to raise the temperature of the platen to a specified temperature.

6.8 Thermocouple (1,5 mm diameter recommended) to measure the temperature of the platen. The position of the thermocouple should be as close as possible to the centre line of the loading ram and embedded 3 mm below the test surface of the platen.

6.9 Thermocouple or device to measure the temperature of the test sample.

6.10 Micrometer to measure sample thickness.

7 Test stand specifications

7.1 Loading

7.1.1 Test method A

Recommended maximum pressure and pressure ramp rates are listed in Table 2. When determining actual sample contact area and contact face pressure, remove the areas of any slots, chamfers and holes.

Table 2 — Maximum contact face pressure and ramp rates for test method A

Type of brake assembly	Maximum pressure at contact interface MPa	Apply pressure ramp rate MPa/s	Apply rate in crosshead speed control mm/min
Commercial vehicle disc	8 ^a	4,0 ± 0,5	15
Commercial vehicle drum	5	2,5 ± 0,5	10
Drum brake linings	3	1,5 ± 0,5	6

^a For large pads, 5 MPa is an alternative pressure used.

7.1.2 Test method B

Apply a force corresponding to a simulated hydraulic line pressure of 10 MPa (100 bar) or 16 MPa (160 bar). The pressure used shall be clearly identified on the test report. The recommended loading rate is 8 MPa/s (80 bar/s) simulated line pressure when testing in constant loading rate control, or 15 mm/min when testing in crosshead speed control.

ISO 6310:2009

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/7e5a8a81-001c-4d4f-a4c6-30719628ca3/iso-6310-2009>

7.2 Heated platen

For the hot test, the test temperature of the heating plate, T_1 , on the surface shall be $(400 \pm 10) ^\circ\text{C}$.

7.3 Loading ram

7.3.1 Test method A — Coupon sample

The face of the loading ram shall be flat and the periphery shall at least circumscribe the periphery of the sample in order to distribute the load uniformly over the surface (see Figure 1). To calculate the unit-area pressure, use the actual friction material area in contact with the mating face.

For commercial vehicle (CV) pads, the standard loading ram is an annular piston shape with a 60 mm outer diameter and a 50 mm inner ring diameter.

7.3.2 Test method B — Disc brake pad assembly

A fixture representing a piston is introduced between the ram and the friction material pad, such that the loading surface has the same form (e.g. solid or annular piston) and location as the actual contact surface of the calliper piston in which the pad will be used in service, or alternatively an agreed position that provides reproducible measurements (see Figure 2). If the intended brake system has a calliper with more than one piston, use an adequate piston-shaped loading fixture. Alternatively, an agreed piston adaptor different from the brake design can be used in order to provide reproducible measurements.

Anexo 7. *Servicio Ecuatoriano de Normalización* . (2016). Obtenido de <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/reglamentos/RTE-034-4R.pdf>.....1-9



INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN

Quito - Ecuador

NORMA TÉCNICA ECUATORIANA

NTE INEN 2 185:2010
Primera revisión

MATERIAL DE FRICCIÓN PARA EL SISTEMA DE FRENOS DE AUTOMOTORES. REQUISITOS E INSPECCIÓN.

Primera Edición

FRICITION MATERIAL FOR BREAKES SYSTEM OF VEHICLES. REQUIREMENTS AND INSPECTION.

First Edition

DESCRIPTORES: Automotores, sistema de frenos, requisitos.
MC 08.12-401
CDU: 620.176.2
CIU: 38.384.3843
ICS: 43.040.40

Norma Técnica Ecuatoriana Obligatoria	MATERIAL DE FRICCIÓN PARA EL SISTEMA DE FRENOS DE AUTOMOTORES. REQUISITOS E INSPECCIÓN	NTE INEN 2 185:2010 Primera revisión 2010-01
<p style="text-align: center;">1. OBJETO</p> <p>1.1 Esta norma establece los requisitos que debe cumplir y los ensayos a los cuales debe someterse el material de fricción empleado en los sistemas de frenos de los vehículos automotores.</p> <p style="text-align: center;">2. ALCANCE</p> <p>2.1 Esta norma se aplica a los revestimientos de freno y a los ensambles de pastillas y zapatas.</p> <p style="text-align: center;">3. DEFINICIONES</p> <p>3.1 Para los efectos de esta norma, se adoptan las definiciones contempladas en la NTE INEN-ISO 611 y las que continuación se detallan:</p> <p>3.1.1 <i>Material de fricción para frenos (Revestimiento para freno).</i> Elemento del sistema de frenos que al ser presionado contra el tambor o disco, retarda la rotación del mismo debido a la fuerza de rozamiento originada entre ambas superficies.</p> <p>3.1.2 <i>Pastillas para frenos (Revestimiento para el ensamble de pastilla).</i> Material de fricción empleado en sistemas de frenos de disco, de dimensiones variables y cuyo enfrentamiento para el frenado es transversal; la superficie de fricción es plana.</p> <p>3.1.3 <i>Banda para frenos (Revestimiento para el ensamble de zapatas).</i> Material de fricción empleado en sistemas de frenos de tambor, de dimensiones variables, que posee una superficie de fricción curva, usada en un número de 4 piezas por eje (2 piezas por rueda)</p> <p>3.1.4 <i>Bloques para frenos (Revestimiento para el ensamble de zapatas).</i> Material de fricción empleado en sistemas de frenos de tambor, de dimensiones variables, que posee una superficie de fricción curva, usado en un número de 8 piezas por eje (4 piezas por rueda).</p> <p>3.1.5 <i>Formulación.</i> Conjunto de materias primas específicas a partir de las cuales se fabrican revestimientos para frenos y que conjuntamente con el proceso de producción, determinan las características del material de fricción.</p> <p>3.1.6 <i>Producto homologado.</i> Es aquel que ha sido desarrollado por la empresa, que tiene relación de igualdad o semejanza con otro y cumple con el objetivo para el cual ha sido diseñado.</p> <p>3.1.7 <i>Coefficiente de fricción.</i> Es la resultante de dividir la fuerza de fricción para la carga normal aplicada.</p> <p>3.1.8 <i>Coefficiente de fricción normal (μ_n).</i> Es la media aritmética de cuatro valores obtenidos de la gráfica de control en la máquina Fast a 93°C, 121°C, 149°C y 204°C.</p> <p>3.1.9 <i>Coefficiente de fricción en caliente (μ_c).</i> Es la media aritmética de cinco valores obtenidos en cinco puntos a 149°C, 204°C, 232°C, 260°C y 293°C.</p> <p style="text-align: center;">4. DISPOSICIONES GENERALES</p> <p>4.1 El material de fricción debe estar libre de imperfecciones tales como deformaciones, fisuras, indicios de oxidación de partes metálicas u otros defectos que afecten su normal funcionamiento.</p> <p>4.2 El material de fricción debe ser tal que todos los revestimientos para freno, almacenados durante un lapso no menor de un año, no sufran alteraciones en sus propiedades.</p> <p style="text-align: right;"><i>(Continúa)</i></p> <hr/> <p>DESCRIPTORES: Automotores, sistema de frenos, requisitos</p>		

Instituto Ecuatoriano de Normalización, INEN – Casilla 17-01-3999 – Baquerizo Moreno E8-29 y Almagro – Quito-Ecuador – Prohibida la reproducción

4.3 Las tolerancias para los valores de las dimensiones de los revestimientos para freno se indican en la tabla 1, salvo acuerdo específico entre fabricante y comprador (ver nota 1):

TABLA 1. Tolerancias para las dimensiones de los materiales de fricción (ver nota 2).

Requisitos	Unidad	Pastilla	Banda	Bloque
Longitud	mm	----	+ 3,2; 0	$\pm 3,2$
Ancho	mm	----	0,0 - 0,8	$\pm 0,8$
Espesor	mm	0,0 - 0,5	0,0 - 0,5	0,0 - 0,8

5. CLASIFICACIÓN

5.1 Los materiales de fricción se clasifican en:

5.1.1 De acuerdo al coeficiente de fricción (μ) y en base a la letra del código establecido en la tabla 2:

TABLA 2. Código de clasificación de los materiales de fricción

Letra del código	Coefficiente de fricción
C	$\mu \leq 0,15$
D	$0,15 < \mu \leq 0,25$
E	$0,25 < \mu \leq 0,35$
F	$0,35 < \mu \leq 0,45$
G	$0,45 < \mu \leq 0,55$
H	$\mu > 0,55$
Z	Sin clasificación

5.2 De acuerdo a su aplicación:

5.2.1 *Pastillas*

5.2.2 *Bandas*

5.2.3 *Bloques*

5.3 Designación. La designación del material de fricción se realiza de acuerdo a dos caracteres establecidos en el código anteriormente nombrado. La primera letra representa el coeficiente de fricción normal (μ_n), ver numeral 3.1.8 y la segunda, representa el coeficiente de fricción en caliente, ver numeral 3.1.9

5.3.1 Ejemplo. Material de fricción de clasificación EF, significa coeficiente de fricción normal de 0,25 a 0,35 y coeficiente de fricción en caliente de 0,35 a 0,45.

NOTA 1. Las tolerancias en largo y ancho para pastillas están delimitadas por el respaldo metálico.

NOTA 2. Si se requieren otras especificaciones fuera de las indicadas en la tabla 1, los requisitos serán definidos en el producto homologado.

(Continúa)

8.4 Comportamiento del coeficiente de fricción (Método de prueba Fast)

8.4.1 Equipo

8.4.1.1 Máquina de ensayo, ver figura 3, de las siguientes características:

- a) Permitir la regulación de la presión normal que se ejerce sobre la probeta, con el objeto de mantener constante la presión de fricción durante el tiempo de ensayo.
- b) Poseer un medio para registrar la variación de la presión normal en función del tiempo.
- c) Poseer un disco de ensayo de las siguientes características:
 - c.1) Diámetro 178 mm y espesor 38 mm.
 - c.2) La composición química se indica en la tabla 7
 - c.3) Estructura perlítica.
 - c.4) Dureza Brinell: 170 - 220
 - c.5) El disco nuevo o rectificado debe tener una rugosidad de $0,058 \mu\text{m}$ a $0,076 \mu\text{m}$ en sentido radial y $0,016 \mu\text{m}$ a $0,152 \mu\text{m}$ en sentido circunferencial. El disco puede rectificarse sucesivamente hasta un espesor mínimo de 36,5 mm.

TABLA 7. % de la composición química del disco

Elemento	Contenido	
	Mínimo	Máximo
Carbono	3,3	3,5
Manganeso	0,6	0,9
Silicio	1,8	2,1
Azufre	-	0,12
Fósforo	-	0,15
Níquel	0,60	0,70
Cromo	0,15	0,25
Molibdeno	0,20	0,30

(Continúa)

INFORMACIÓN COMPLEMENTARIA

Documento: NTE INEN 2 185 Primera revisión
TÍTULO: MATERIAL DE FRICCIÓN PARA EL SISTEMA DE FRENOS DE AUTOMOTORES. REQUISITOS E INSPECCIÓN
Código: MC 08.12-401

ORIGINAL: Fecha de iniciación del estudio:	REVISIÓN: Fecha de aprobación anterior del Consejo Directivo 1998-10-08 Oficialización con el Carácter de OBLIGATORIA por Acuerdo Ministerial No. 980134 de 1998-11-11 publicado en el Registro Oficial No. 70 de 1998-11-19 Fecha de iniciación del estudio:
--	---

Fechas de consulta pública: de _____ a _____

Subcomité Técnico: Materiales de fricción
Fecha de iniciación: 2008-07-29
Integrantes del Subcomité Técnico:

Fecha de aprobación: 2009-07-09

NOMBRES:

Sra. Cecilia Garrido (Presidenta)
Ing. Álvaro Flores
Ing. Diego Buitrón
Srta. Nubia Valencia
Ing. Oscar Sanceno
Lcdo. Walter Toledo
Ing. Roberto Montero
Ing. Edwin Puente
Ing. Fausto Lara (Secretario Técnico)

INSTITUCIÓN REPRESENTADA:

EGAR S.A
CINAE
SERVIFRENO
SERVIFRENO
AKAISAN S. A.
IMP. FLORES Y TORO
IMFRISA
SECAP
INEN

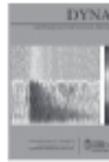
Otros trámites: Esta NTE INEN 2 185:2010 (Primera Revisión), reemplaza a la NTE INEN 2 185:1998

El Directorio del INEN aprobó este proyecto de norma en sesión de 2009-10-30

Oficializada como: Obligatoria
Registro Oficial No. 112 de 2010-01-20

Por Resolución No. 120-2009 de 2009-12-14

Anexo 8. León, R. A. (21 de octubre de 2016). Estudio térmico en tres frenos de disco ventilados, utilizando el análisis de elementos finitos. Colombia. Obtenido de <https://revistas.unal.edu.co/index.php/dyna/article/view/55663/63524>.....20-26



Thermal study in three vented brake discs, using the finite element analysis

Ricardo Andrés García-León ^a

^a *Dpto. de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingenierías, Universidad Francisco de Paula Santander, Ocaña, Colombia. rgarcial@ufps.edu.co*

Received: February 2nd, 2016. Received in revised form: October 18th, 2016. Accepted: October 21st, 2016.

Abstract

During the braking process, the heat produced by the friction between the brake pads and the disc is not quickly dissipated, this depends on the geometry and material of manufacture. Therefore, in the disc brakes when a strong braking is caused, they can accumulate large amounts of heat in a short time, producing high temperature gradients. Under these conditions, functionality and safety of the brake system may be compromised. The objective of this research is to simulate the behavior of the temperature between the disk surface and the ventilation channels in three brakes ventilated disc, in order to compare the results obtained mathematically with those obtained in the Finite Element Analysis (F.E.A) with help Solidworks Simulation Software. The results show that the disks can be used effectively in extreme work conditions, while ensuring high levels of security. Given optimal performing maintenance and quality of the braking system.

Keywords: Disc brakes, heat loss, Finite Element Analysis, Friction, Temperature.

Estudio térmico en tres frenos de disco ventilados, utilizando el análisis de elementos finitos

Resumen

Durante el proceso de frenado, el calor producido por la fricción entre las pastillas de freno y el disco no es disipado rápidamente, esto depende de la geometría y del material de fabricación. Por consiguiente, en el freno de disco cuando se provoca un frenado muy fuerte, se pueden acumular grandes cantidades de calor en un corto tiempo, produciéndose altos gradientes de temperatura. Bajo estas condiciones, la funcionalidad y la seguridad del sistema de freno pueden estar comprometidos. El objetivo de esta investigación es simular el comportamiento de la temperatura entre la superficie del disco y los canales de ventilación en tres frenos de disco autoventilados, con la finalidad de comparar los resultados adquiridos matemáticamente con los obtenidos en el Análisis de Elementos Finitos (F.E.A) con apoyo del Software Solidworks Simulation. Los resultados demuestran que los discos se pueden utilizar de manera efectiva en condiciones de trabajo extremo, además de garantizar altos niveles de seguridad. Teniendo en cuenta la realización de óptimos mantenimientos y la calidad del sistema de frenado.

Palabras clave: Frenos de disco, Pérdida de calor, Análisis de Elementos Finitos, Fricción, Temperatura.

1. 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 en la fricción para detener el movimiento del vehículo, teniendo como principio la presión hidráulica que empuja las pastillas de freno contra el disco de hierro fundido. 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

How to cite: García-León, R.A., Estudio térmico en tres frenos de disco ventilados, utilizando el análisis de elementos finitos. DYNA 84(200), pp. 19-27, 2017.

© The author, licensee Universidad Nacional de Colombia.

DYNA 84 (200), pp. 19-27, Marzo, 2017. Medellín. ISSN 0012-7353 Printed, ISSN 2346-2183 Online
DOI: <http://dx.doi.org/10.15446/dyna.v84n200.55663>

rápido con el aire circundante por medio del fenómeno de convección (transferencia de calor que se produce entre masas a diferente temperatura). 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 [1].

El sistema de frenado del vehículo, es considerado como uno de los sistemas fundamentales y esenciales para la seguridad en los vehículos modernos, debido a 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. Actualmente, la rugosidad de la superficie y el desgaste en la interfaz de la almohadilla se han considerado en los estudios del análisis térmico de un conjunto de freno de disco utilizando el método de elementos finitos. La simulación numérica para la geometría y el estrés térmico transitorio acoplado se lleva a cabo de forma secuencial con el método acoplado de térmica estructural, basado en el software ANSYS, para evaluar los campos de esfuerzos de deformación que se establecen en el disco con la presión de las almohadillas y en las condiciones de endurecimiento del disco; de este modo, se obtienen distribuciones de presión de contacto en las almohadillas [2].

Las simulaciones numéricas de la fricción y el desgaste en el comportamiento de los frenos de disco se han estudiado con diferentes enfoques, incluyendo el de autómatas celulares (MCA) y el análisis de elementos finitos (FEA). Se utiliza un modelo para calcular numéricamente el comportamiento de los cuerpos, esta técnica se puede implementar para comprender el flujo de partículas en una escala de longitud nanoscópica, con la finalidad de simular numéricamente el comportamiento macroscópico de los frenos de disco, mediante un método numérico que pueda manejar la situación de contacto con la longitud microscópica y el tiempo que se necesita en escalas. Como tal, Müller y Ostermayer utilizan un enfoque del autómatas celulares para describir la fricción en tres dimensiones y el desgaste de comportamiento de los frenos de disco [3].

Gracias al Análisis de elementos finitos (FEA), se puede determinar el perfil de temperatura y estimar el Von Mises, así mismo la distribución del flujo que surge durante el frenado. En particular, debido al gradiente térmico producido a través del espesor del rotor, la tensión de tracción residual que se produce durante el enfriamiento es demorada. Además, (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 [4].

Entre el disco y la pastilla, el coeficiente de fricción debe ser relativamente alto, pero lo más importante que sea estable. Se debe mantener un nivel constante con independencia de la temperatura, la humedad, el tiempo, el grado de desgaste y corrosión, la presencia de polvo y chorros de agua desde la carretera, etc. Además de estos requisitos de seguridad, vienen los requisitos para una larga vida y un alto

confort, es decir, ausencia de vibración, ruido y chirrido. La importancia técnica del sistema de fricción y sus desviaciones significativas de la mayoría de situaciones de tribología, son situaciones de contacto que motiva a un estudio sobre la naturaleza del contacto tribológico en frenos de automóviles [5].

Durante frenadas normales, relativamente suaves la fuerza de presión la almohadilla contra el disco es de aproximadamente 5 kN, lo que resulta en un valor nominal presión en la superficie de la almohadilla justo por encima de 1,2 MPa. En situaciones extremas, la presión podría ser cerca de 10 MPa. Durante frenadas duras, la disipación de potencia en una pastilla de freno fácilmente excede de 30 kW. Estas altas densidades de energía como resultado de altas temperaturas de la superficie y por lo tanto ponen exigencias especiales en los materiales de fricción [6].

La alta temperatura en la superficie de fricción, junto con el contacto deslizante directo de la guarnición de freno con el rotor son responsables de las reacciones Mecano-Químicas, además de las reacciones triboquímicas que se producen durante el frenado. Debido a la compleja composición de las pastillas de freno, es difícil de describir todas estas reacciones que se producen. Un fenómeno típico que ocurre a menores temperaturas es una degradación de la resina fenólica. La temperatura de inicio de degradación de la resina fenólica es dependiente de su naturaleza, modificación, y la presencia de metales que actúan como catalizadores para su la degradación. Otras reacciones reportadas como triboquímicas, comprenden la oxidación de los componentes metálicos, por ejemplo hierro o cobre [7].

Baron en el 2015, analizó en condiciones de trabajo extremo el comportamiento termo-mecánico de diferentes rotores de frenos con el fin de evaluar su eficacia y estabilidad, con la finalidad de identificar cualquier debilidad en su estructura. En particular, por medio del análisis de elementos finitos, estudiaron los efectos termo-mecánicos producidos en los discos de freno con diferentes geometrías, lo cual se ha utilizado para evaluar el rendimiento de los discos en cuanto a la distribución de la temperatura, presiones y tensiones [8].

En la fase de diseño de un sistema de frenado de vehículos, 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 para que el sistema de frenos sea eficaz, lo más importante es que la disipación de calor al medio ambiente se lo más rápida posible. La investigación experimental del proceso de transferencia de calor que tiene lugar en los frenos de vehículos, utilizando los procedimientos de laboratorio y las pruebas de ruta estándar, de acuerdo con las normas de calidad de los fabricantes. Mediante equipos modernos tales como, cámaras termográficas, termopares, transductores de par, amplificadores de señal, sistema de medición óptico de velocidad y ordenador portátil [9].

El objetivo principal del estudio realizado por Belhocine en el 2013, es el análisis del comportamiento termo-mecánico del contacto en seco entre el disco de freno y las pastillas durante la fase de frenado. La estrategia de la simulación se basa en el software ANSYS, en el cual el modelado del

campo de temperatura transitoria en el freno de disco se utiliza realmente para identificar el factor de diseño geométrico del disco con la finalidad de diseñar el sistema de ventilación de los frenos de los vehículos. 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 [10].

En otras investigaciones, las ecuaciones que rigen 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 el medio circundante. En la derivación de la ecuación del calor, los parámetros tales como: la 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, se han tenido en cuenta. El problema se resuelve analíticamente usando diferentes enfoques. En donde, se concluye que el calor generado debido a la fricción entre el disco y la almohadilla o pastilla debe ser idealmente disipado con el medio ambiente para evitar la disminución del coeficiente de fricción entre el disco y la almohadilla, y de esta manera evitar el aumento de temperatura de los diversos componentes del sistema de frenado y así la vaporización del líquido de frenos debido a un calentamiento excesivo [11].

2. Materiales y Métodos

Con el fin de tener una visión más amplia del comportamiento de los frenos de disco, se seleccionaron tres (3) tipos de muestras de diferentes vehículos, de los cuales se escogieron modelos de aquellos que se encuentran sometidos a distintas capacidades de carga o de transporte: un automóvil particular de la Renault, una camioneta de la Toyota y una bus de transporte urbano de la Mitsubishi. Se realizó el análisis de sus propiedades térmicas (calor específico, conductividad térmica, coeficiente de dilatación térmica, entre otras), para poder compararlos con aquellos calculados matemáticamente, además de los análisis térmico el cual fue simulada la geometría y los efectos de su comportamiento con el apoyo del software SolidWorks.

2.1. Análisis de transferencia de calor en el sistema de frenos.

La cantidad de transferencia de calor que experimenta un sistema de un estado a otro se llama termodinámica y la transferencia de calor se interesa por saber la velocidad con la que se da esta transmisión.

Por lo anterior, se establecen los mecanismos de transferencia de calor, en donde la transferencia de energía que se manifiesta como calor se produce desde un medio de temperatura más elevada hacia otro con temperatura más baja, y dicha transferencia cesa cuando los dos medios igualan su temperatura. Existen tres maneras de transferir el calor: conducción, convección y radiación, siempre que haya una diferencia de temperatura entre dos cuerpos o medios, a continuación se describe cada uno de ellos [12].

Conducción: La conducción se da en los sólidos, líquidos o gases, y no es más que la transmisión de energía de las

partículas más energéticas hacia las menos energéticas siempre y cuando se encuentren juntas.

Convección: Es la transmisión de energía entre un sólido y el líquido o gas que estén adyacentes y en movimiento. Esta se relaciona con el movimiento de fluidos y la conducción. La transferencia de calor será más rápida mientras el fluido se mueva más rápido, si el fluido no se mueve existirá conducción pura.

Radiación: La radiación se presenta en forma de ondas electromagnéticas o fotones debido a los cambios eléctricos de los átomos o moléculas de un cuerpo. La transmisión de energía por radiación se da a velocidad de la luz a diferencia de la conducción y convección la radiación no requiere de un medio interpuesto para transmitir energía.

2.2. Características del tipo de material del disco de freno.

Se observaron las imágenes en el Microscopio óptico de marca Optiks y analizadas previamente, en donde se definieron las características y se determinó que pertenece a una Fundición Gris Perlítica. Su estructura está formada de perlita con inclusiones de grafito en un acercamiento a 600X y el grafito se ve en forma de vetas pequeñas. Como se sabe, la perlita contiene un 0,8 % de Carbono, por consiguiente, esta unidad de carbono se halla en la fundición perlítica gris en estado ligado, es decir, en forma de cementita. La cantidad restante se encuentra en estado libre; es decir, en forma de grafito. De esta manera por la geometría en las muestras de fundición gris ordinaria, el grafito toma la forma de vetas pequeñas, y este grafito se llama laminar [1].

Debido al análisis de las muestras se obtuvo que es un grafito tipo C, en donde la fundición tiene composición hipereutéctica $\%C + \%Si / 3 + \%P / 3$, que cuando es superior a 4,25 %, la solidificación comienza con la formación de grafito primario, en el intervalo entre la temperatura del líquido y la temperatura eutéctica. Este grafito se desarrolla libremente en el interior del líquido, sin obstáculos para su crecimiento y proporciona láminas rectas cuyo espesor supera al que presentará el grafito eutéctico cuando llegue a formarse. Este grafito tipo C posee resistencia al choque térmico, pero débil resistencia a la tracción [1].

La conductividad térmica de las fundiciones grises es aproximadamente $46 \text{ W/m}^2\text{K}$; superior a la de los aceros. En lo que influye el grafito que es buen conductor. La capacidad para disipar calor es alta en las fundiciones grises, en cuanto mayor sea la cantidad de grafito, resulta mejor si el grafito es laminar que esferoidal. Por esta razón las lingoteras aprovechan esta propiedad y fabrican la fundición gris hipereutéctica [13].

Tabla 1.
Imágenes tomadas en el microscopio.



Fuente: El Autor.

Asimismo, el coeficiente de dilatación térmica de este material es aproximadamente de $13 \mu\text{m/m}$, entre 0°C y 500°C , y de $10,5 \mu\text{m/m}$ en el rango de 0°C y 100°C . Aunque parecido al del hierro, resultan ser menores que este de $11 \mu\text{m/m}$ para el Fe α (alfa) y $18 \mu\text{m/m}$ para el Fe γ (gamma). Además estas fundiciones poseen alta resistencia al choque térmico el cual resulta mejor para altos contenidos en carbono.

2.3. Análisis térmico en los discos

La potencia disipada en el sistema de frenos que proviene de la energía cinética y potencial del vehículo, se transforma en energía calorífica, que va a ser generada en cortos intervalos de tiempo. Para que el sistema de frenos funcione correctamente, el calor generado debe ser evacuado con mayor rapidez posible, para que las sucesivas frenadas no produzcan una elevada temperatura y así perder la seguridad del sistema, el propio avance del vehículo permite la disipación del calor generado esencialmente por convección y radiación. Cuando se producen frenadas excesivas, la temperatura se eleva hasta llegar a un límite (temperatura de saturación), en función de la capacidad de disipación térmica del disco de freno [14].

En caso de llegar a la temperatura de saturación, se disminuirá el coeficiente de fricción entre los elementos del freno y aparecerá el fenómeno que se estudiara en otras investigaciones llamado Fading. Las propiedades físicas y térmicas de la fundición gris nodular de grafito laminar el cual tiene una composición de silicio y manganeso, fueron obtenidas de la Tabla A-3 del libro de transferencia de calor de Yunus A. Cengel [2]:

Conductividad térmica: $k = 41 \text{ J/s} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$
 Calor específico: $C_p = 434 \text{ J/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$
 Densidad: $\rho = 8131 \text{ Kg/m}^3$
 Difusividad térmica: $\alpha = 11,60 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$
 Coeficiente de transmisión térmica: $U = 32 \text{ J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

La elevación de temperatura del conjunto de un freno se evalúa aproximadamente por la siguiente expresión:

$$\Delta T = \frac{E_{\text{Total en Disco}}}{m \cdot C_p} \quad (1)$$

Dónde:
 ΔT = Dif. de temperatura entre el disco y el medio ambiente. ($^\circ\text{C}$)
 $E_{\text{Total en Disco}}$ = Energía cinética absorbida por el disco. (J)
 m = Masa del disco de freno. (Kg)
 C_p = Calor específico del material del disco.

La Ecuación 1, se utiliza para explicar lo que sucede cuando un freno está funcionando. Sin embargo, en la práctica intervienen más variables y por tal razón será poco probable que tal análisis se aproxime a los resultados experimentales.

Con los valores ya conocidos calculamos la diferencia de temperatura con la Ecuación 1:

Tabla 2.
Diferencia de temperatura entre el disco y el medio ambiente.

DISCO	D.1	D.2	D.3
ΔT ($^\circ\text{C}$)	62	87	70

Fuente: El Autor.

Tabla 3.
Temperatura en la superficie del disco.

DISCO	D.1	D.2	D.3
T_1 ($^\circ\text{C}$)	82	107	90

Fuente: El Autor.

Para la calcular la temperatura en la superficie del disco utilizamos la siguiente Ecuación 2:

$$T_1 - T_{\infty} = \Delta T \quad (2)$$

Donde T_{∞} es la temperatura ambiente de 20°C , entonces de la Ecuación 2 se calcula la temperatura que alcanza la superficie del disco de freno y es:

Lo anterior, nos indica que un vehículo con una masa de 1250, 1950 y 2250 Kilogramos y suponiendo que llevan 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.

Enfriamiento de Newton. Establece que un objeto sometido a una temperatura T_1 , se enfriara si se deja a temperatura ambiente T_{∞} de acuerdo con la Ecuación exponencial [15]:

$$T_1 - T_{\infty} = (T_1 - T_{\infty}) \cdot e^{-\frac{A \cdot U}{m \cdot C_p} \cdot t} \quad (3)$$

Dónde:
 T_1 = Temperatura instantánea en cada momento. ($^\circ\text{C}$)
 T_{∞} = Temperatura ambiente. ($^\circ\text{C}$)
 A = Área de transferencia de calor. (m^2)
 U = Coef. de trans. térmica superficial del material. ($\text{J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
 m = Masa del disco de freno. (Kg)
 C_p = Calor específico del material. ($\text{J/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$)
 t = Tiempo de enfriamiento de Newton. (s)

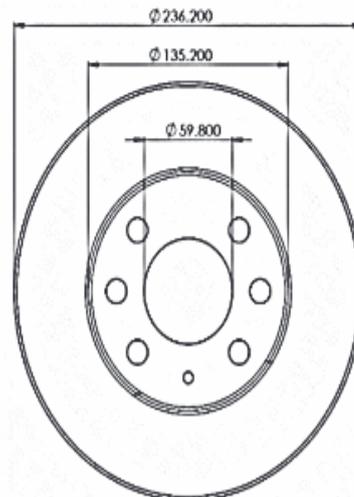


Figura 1. Diámetros interior y exterior del disco 1.
Fuente: El Autor.

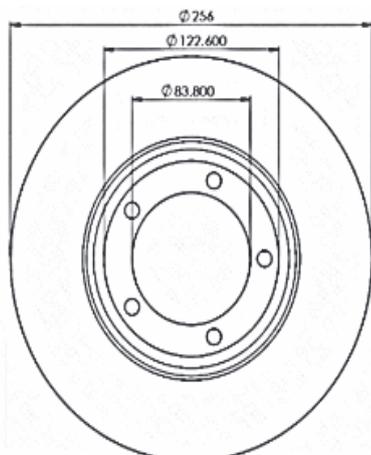


Figura 2. Diámetros interior y exterior del disco 2.
Fuente. El Autor.

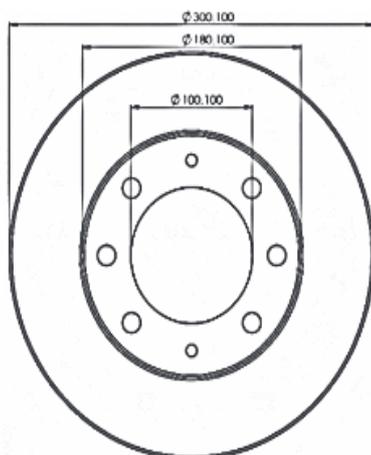


Figura 3. Diámetros interior y exterior del disco 3.
Fuente. El Autor.

Tabla 4.
Diámetros y áreas de los discos.

DISCO	D.1	D.2	D.3
Diámetro mayor (m)	0,23	0,25	0,30
Diámetro menor (m)	0,13	0,12	0,18
A _{Disco} (m ²)	0,05	0,07	0,09

Fuente. El Autor.

Como el disco de freno hace contacto con las pastillas mediante dos superficies, el área de la superficie de contacto aproximada tiene la siguiente Ecuación:

$$A_{Disco} = 2 * \pi * (r_{Exterior}^2 - r_{Interior}^2) \quad (4)$$

A continuación se presenta la Tabla 5 del enfriamiento de Newton, despejando la temperatura instantánea de la Ecuación 3:

$$T_i = (T_1 - T_{\infty}) * e^{-\frac{A \cdot U}{m \cdot C_p} \cdot t} + T_{\infty}$$

Tabla 5.
Variación de la temperatura en función del tiempo del enfriamiento de Newton para los discos.

DISCO	D. 1	D. 2	D. 3
t (s)	T _i (°C)	T _i (°C)	T _i (°C)
0	82	107	90
600	51,2312	58,1089	56,3124
1200	35,7321	36,6929	38,8367
1800	27,9247	27,3120	29,7715
2400	23,9919	23,2029	25,0689
3000	22,0108	21,4029	22,6294
3600	21,0129	20,6145	21,3640
4200	20,5102	20,2691	20,7075
4800	20,2570	20,1179	20,3670
5400	20,1294	20,0516	20,1904
6000	20,0652	20,0226	20,0987
6600	20,0328	20,0099	20,0512
7200	20,0165	20,0043	20,0265
7800	20,0083	20,0019	20,0137
8400	20,0042	20,0008	20,0071
9000	20,0021	20,0005	20,0037
9600	20,0010	20,0003	20,0019
10200	20,0001	20,0001	20,0009
10800	20,0000	20,0000	20,0004
11400	20,0000	20,0000	20,0001

Fuente. El Autor.

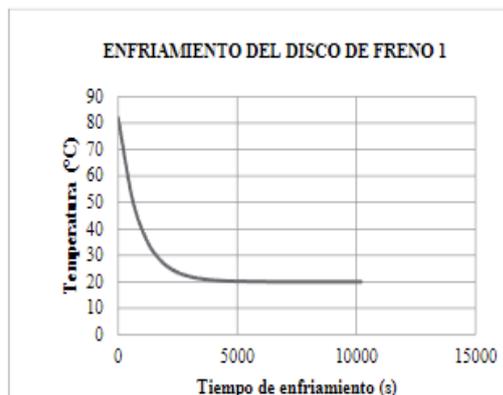


Figura 4. Gráfica del enfriamiento de Newton para el disco de freno 1, a temperatura ambiente.

Fuente. El Autor.

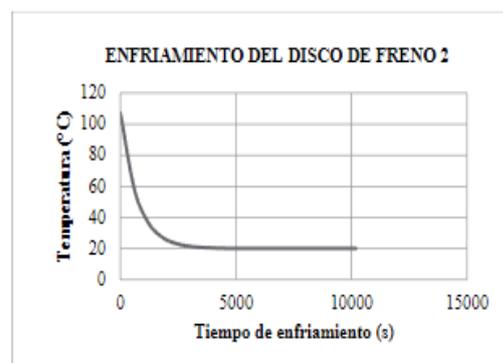


Figura 5. Gráfica del enfriamiento de Newton para el disco de freno 2, a temperatura ambiente.

Fuente. El Autor.

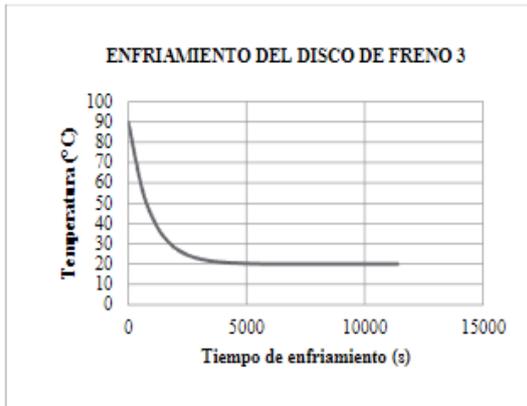


Figura 6. Gráfica del enfriamiento de Newton para el disco de freno 3, a temperatura ambiente.
Fuente: El Autor.

Tabla 6.
Geometría de los discos.

DISCO	Geometría
D.1	
D.2	
D.3	

Fuente: El Autor.

En las Figs. 4, 5 y 6 del enfriamiento de Newton con la variación del tiempo.

Los discos de freno luego de haber sido sometidos a unas temperaturas de 82, 107 y 90°C respectivamente, en una frenada o varias frenadas de un trayecto, estos discos tomarán una temperatura ambiente de 20°C en aproximadamente de entre 40 a 60 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 [16].

3. Resultados y discusión

El análisis estático del sistema de freno se hace a partir del cálculo de las partículas sin movimiento para poder

determinar condiciones de velocidad de disipación de calor y la temperatura con la cual es extraída. Como se puede observar en la siguiente Tabla 6 de la geometría de los discos:

Métodos numéricos de transferencia de calor. Los métodos numéricos están basados en las leyes que describen la transferencia de calor y las soluciones analíticas, estas últimas resuelven las ecuaciones diferenciales correspondientes al caso de estudio, proporcionando una solución para cada punto del espacio y tiempo dentro de los límites del problema. Sin embargo, los problemas prácticos implican geometrías y condiciones de frontera complejas, propiedades variables, que no son posibles de resolver de manera analítica. En este caso hay que recurrir a los métodos de análisis numérico, siendo este más eficiente en términos del tiempo necesario para llegar a la solución, también tiene la ventaja de facilitar el cambio de los parámetros, lo que permite que un ingeniero determine el comportamiento de un sistema térmico o que lo optimice con mayor facilidad [17].

Para efectos de simulación se implementó el Software Solidword Simulation y su galería de materiales, se tuvo en cuenta cada una de las especificaciones del programa en lo que concierne a tipo de geometría, mallado de la pieza, dirección del flujo, etc. Los cuales garantizaron resultados óptimos.

En las siguientes Figs. 7 a 18, se refleja la velocidad y la turbulencia del flujo a medida que el disco gira, generándose de esta manera la disipación de calor con el medio circundante de 20°C promedio, resultados que ratifican que la pérdida de calor se realiza proporcionalmente con la velocidad, temperatura, geometría y tipo de material del disco de freno.

Como se refleja en las figuras Figs. 7 a 18, las líneas entrantes de color azul y de salida entre naranja, demuestran que dependiendo de la geometría del disco y de sus canales de ventilación, la disipación de calor de se hace más óptima; generándose además flujos turbulentos en algunos lo que retardan el tiempo de enfriamiento según Newton.

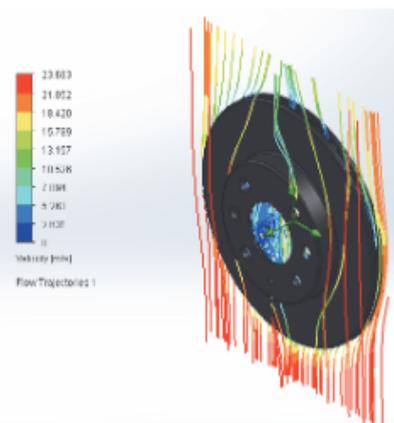


Figura 7. Gráfica de la velocidad del flujo del disco de freno 1, a temperatura ambiente.
Fuente: El Autor.

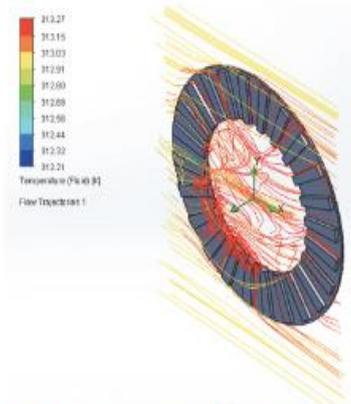


Figura 14. Gráfica de la temperatura del flujo del disco de freno 2, a temperatura ambiente hasta temperatura de salida.
Fuente. El Autor.

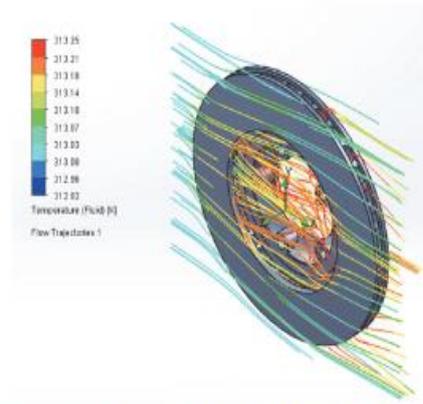


Figura 17. Gráfica de la temperatura del flujo del disco de freno 3, a temperatura ambiente hasta temperatura de salida.
Fuente. El Autor.

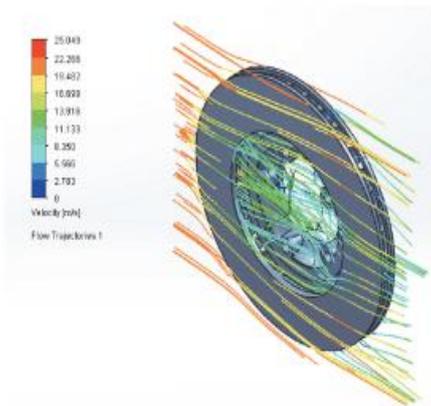


Figura 15. Gráfica de la velocidad del flujo del disco de freno 3, a temperatura ambiente.
Fuente. El Autor.

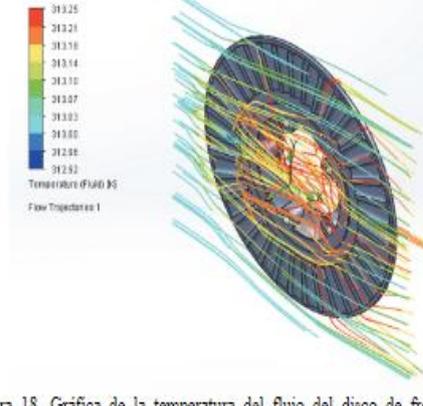


Figura 18. Gráfica de la temperatura del flujo del disco de freno 3, a temperatura ambiente hasta temperatura de salida.
Fuente. El Autor.

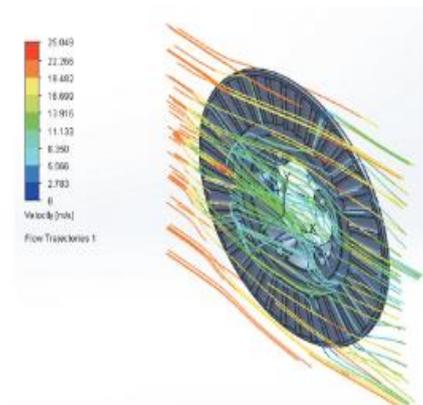


Figura 16. Gráfica de la velocidad del flujo del disco de freno 3, a temperatura ambiente.
Fuente. El Autor.

4. Conclusiones

Se realizó el estudio en condiciones extremas, con una velocidad del vehículo de 80 Km/h y con una temperatura ambiente de 20°C, datos que se tomaron como punto de partida para los análisis en SolidWorks Simulation, en donde se evaluó la velocidad de disipación y la temperatura con la cual era extraído el calor.

Los resultados obtenidos demuestran la veracidad de los resultados encontrados mediante el software, los cuales fueron comparados con los obtenidos matemáticamente, teniendo en cuenta cada uno de los efectos y condiciones a los que son sometidos los discos.

El estudio de los diferentes problemas termo-mecánicos de los frenos de discos demuestra que la mayoría de los mismos podrían evitarse si se prestara más atención al montaje y a un óptimo mantenimiento predictivo de los componentes [18].

Como aporte a futuras investigaciones, se debe tener en cuenta el tipo de material para poder encontrar resultados concisos acordes a lo calculado matemáticamente, además que implementar estudios en los cuales se establezcan diferentes gradientes de temperatura.

Referencias

- [1] García-León, R.A., Acosta-Pérez, M. A. y Flórez-Solano, E., Análisis del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir de la aceleración del proceso de corrosión. *Revista Tecmura*, 19(45), pp. 53-63, 2015. DOI: 10.14483/udistrital.jour.tecmura.2015.3.a04
- [2] Belhocine, A. and Bouchetara, M., Simulation of fully coupled thermomechanical analysis of automotive brake discs. *SIMULATION*, 88(8), pp. 921-935, 2011. DOI: 10.1177/0037549711429975
- [3] Blau, P.J. and Meyer III, H.M., Characteristics of wear particles produced during friction tests of conventional and unconventional disc brake materials. *Wear*, 255(7-12), pp. 1261-1269, 2003. DOI: 10.1016/S0043-1648(03)00111-X
- [4] Kim, D.-J., Lee, Y.-M., Park, J.-S. and Seok, C.-S., 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*, pp. 483-484, 2008. DOI: 10.1016/j.msea.2007.01.170
- [5] Blau, P.J., Jolly, B.C., Qu, J., Peter, W.H. and Blue, C.A., Tribological investigation of titanium-based materials for brakes. *Wear*, 263(7-12), pp. 1202-1211, 2007. DOI: 10.1016/j.wear.2006.12.015
- [6] Eriksson, M., Bergman, F. and Jacobson, S., On the nature of tribological contact in automotive brakes. *Wear*, 252(1-2), pp. 26-36, 2002. DOI: 10.1016/S0043-1648(01)00849-3
- [7] Cristol-Bulthé, A.-L., Desplanques, Y., Degallaix, G. and Berthier, Y., Mechanical and chemical investigation of the temperature influence on the tribological mechanisms occurring in OMC/cast iron friction contact. *Wear*, 264(9-10), pp. 815-825, 2008. DOI: 10.1016/j.wear.2006.12.080
- [8] Baron-Saiz, C., Ingrassia, T., Nigrelli, V. and Ricotta, V., Thermal stress analysis of different full and ventilated disc brakes. *Frattura Ed Integrità Strutturale*, 9(34), pp. 608-621, 2015. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.34.67
- [9] Milenkovic, P., Jovanovic, S., Jankovic, A., Milovanovic, M., Vitosevic, N., Djordjevic, M. and Raicevic, M. The influence of brake pads thermal conductivity on passenger car brake system efficiency. *Thermal Science*, 14(suppl), pp. 221-230, 2010. DOI: 10.2298/TSCI100505016M
- [10] Belhocine, A. and Bouchetara, M., Thermomechanical behavior of dry contacts in disc brake rotor with a grey cast iron composition. *Thermal Science*, 17(2), pp. 599-609, 2013. DOI: 10.2298/TSCI110826141B
- [11] Talati, F. and Jalalifar, S., Analysis of heat conduction in a disk brake system. *Heat and Mass Transfer*, 45(8), pp. 1047-1059, 2009. DOI: 10.1007/s00231-009-0476-y
- [12] Cengel, Yunus, A., *Transferencia de Calor*, segunda edición. Bogotá, Colombia: McGraw Hill, 2004, pp.334-387.
- [13] Biblioteca Universidad del Piura Perú. [En línea], [Consulta, 25 de Mayo de 2014]. Available at: http://www.biblioteca.upep.edu.pe/BibVirUDEP/tesis/pdf/1_43_187_9_279.pdf. pp. 20-51.
- [14] Mataix, C., *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*, Segunda edición. Madrid, España: Castillo S.A., 1996, pp. 423-435.
- [15] INCROPERA, Frank. *Fundamentos de transferencia de calor* cuarta edición. México: Pearson. 1999, 284-351 P.
- [16] García-León, R.A., Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión. Tesis de Grado, Universidad Francisco de Paula Santander, Ocaña, Colombia, 2014.
- [17] Piña, M., Estudio de la influencia de la morfología gráfica sobre las propiedades mecánicas de los discos de freno automotrices de hierro gris hipereutecticos. *Science Direct*, pp. 125-128, 2008.
- [18] Roadhouse., *Manual técnico de la pastilla de freno (Discos de frenos)*. [En línea], [Consulta, el 18 de Noviembre de 2013] Available at: <http://www.imporbrake.com/manuales/Cap3.pdf>. pp. 10-35.

R.A. García-León, es Ing. Mecánico en 2014, de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, Colombia; candidato a MSc. en Ingeniería Industrial de la Universidad de Pamplona, Colombia. Vinculado desde el 2014 como coordinador del Grupo de Investigación INGAP, en 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. Sus áreas de interés son principalmente el desarrollo de sistemas mecánicos, procesos industriales y materiales de ingeniería.
ORCID: 0000-0002-2734-1425



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA
SEDE MEDELLÍN
FACULTAD DE MINAS

Área Curricular de Ingeniería Mecánica

Oferta de Posgrados

Maestría en Ingeniería - Ingeniería Mecánica

Mayor información:

E-mail: acmecanica_med@unal.edu.co
Teléfono: (57-4) 4259262

Análisis termodinámico de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209

Thermodynamic analysis of an automotive brake disc with ventilation pillars NACA type 66-209

DOI: <https://doi.org/10.17981/ingecuc.14.2.2018.01>

Artículo de investigación. Fecha de recepción: 12/01/2018. Fecha de aceptación: 21/06/2018

Ricardo Andrés García-León 

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

Robert Dajjan Echavez-Díaz 

Universidad Francisco de Paula Santander. Ocaña (Colombia).
rdechavezd@ufps.com

Eder Flórez-Solano 

Universidad Francisco de Paula Santander. Ocaña (Colombia).
enflorezs@ufps.com

Para citar este artículo:

R. A. García-León, R. D. Echavez-Díaz y E. Flórez-Solano, "Análisis termodinámico de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209," *INGE CUC*, vol. 14, no. 2, pp.9-18, 2018. DOI: <http://doi.org/10.17981/ingecuc.14.2.2018.01>

Resumen

Introducción– El sistema de frenado de un automóvil debe trabajar de 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– En el presente trabajo se realizó el análisis del sistema de freno a partir del pedal como inicio de los cálculos de cinética y dinámica de los elementos constitutivos, y, de esta manera, simular el comportamiento de un freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209.

Metodología– El desarrollo de la investigación se llevó a cabo mediante la ejecución de un Análisis de Elementos Finitos (FEA) con la ayuda del programa de computador SolidWorks Simulation, con el que se llevó a cabo el modelo geométrico del disco para identificar los elementos sometidos a máximas variaciones de temperatura.

Resultados– Con los resultados numéricos obtenidos se demuestra que, con los cálculos matemáticos, se logró validar el correcto funcionamiento de sistema de frenado en diferentes condiciones de operación, optimizando el tipo de geometría de los discos y ayudando así a la evacuación más rápida de calor con respecto a otros tipos de frenos de disco.

Conclusiones– Estos sistemas trabajan en condiciones óptimas, es decir, velocidad de 80 Km/h y en un medio ambiente de 22 °C, generando una temperatura de frenado de 60,5 °C. Estos valores garantizan altos niveles de seguridad y operación en comparación con otros tipos de geometrías, además de poder determinar sus condiciones de funcionamiento en diferentes condiciones de trabajo.

Palabras clave– Termodinámica; fricción; FEA; CFD; frenos de disco, automóvil; NACA 66-209

Abstract

Introduction– The braking system of a car must work safely and predictably under any circumstance. This implies having a stable level of friction in any condition of temperature, humidity and salinity of the environment. For a 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– In the present work, the analysis of the brake system from the pedal was carried out as the beginning of the kinetic and dynamic calculations of the constituent elements and, in this way, simulate the behavior of an automotive brake with NACA 66-209.

Methodology– The development of the investigation was carried out by means of the execution of a Finite Element Analysis (FEA) with the help of the SolidWorks Simulation Software. The geometric model of the disk was carried out in order to identify the elements submitted to maximum temperature variations.

Results– The results correspond to the numerical results of the tests that were carried out, in this case, optimizing the disc geometry type so as to aid in a faster heat evacuation of disc brakes.

Conclusions– These systems work in optimal conditions, that is to say: speed of 80 Km/h and in an environment of 22 °C, generating a braking temperature of 60.5 °C. These values guarantee high levels of safety and operation compared to other geometry types. In addition, operating conditions under different working conditions can be determined.

Keywords– Thermodynamics; friction; FEA; CFD; disc brakes; automobile; NACA 66-209



I. INTRODUCCIÓN

El sistema de frenos es, sin duda, el componente más importante para la seguridad vial del automóvil, ya 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 en la fricción para detener el movimiento del vehículo, teniendo como principio la presión hidráulica que empuja las pastillas de freno contra el disco de hierro fundido. En consecuencia, el comportamiento que produce este tipo de dispositivos, a través de la energía cinética, es el de 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 (transferencia de calor que se produce entre masas a diferente temperatura), y esto depende de la geometría del disco y del material del que se fabrica. 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 de radiación, que también ayuda a disipar la energía en forma de calor almacenada en el disco [1][2][3]. Bajo estas condiciones, la funcionalidad y la seguridad del freno del sistema pueden estar comprometidas.

La determinación de las características geométricas de los discos depende de la capacidad de carga y el funcionamiento, lo cual es un factor importante en la fase de diseño inicial. En la mayoría de los casos, el diseño de los discos debe evitar el sobrecalentamiento que surge entre el freno y la pastilla por el efecto de la fricción, seleccionando de forma adecuada las propiedades físicas, mecánicas y químicas que se producen debido a que en algunas ocasiones los tipos de materiales no se comportan correctamente y tienen efectos negativos sobre la eficacia del proceso de frenado [4]. En la etapa del diseño mecánico en frenos de disco ventilados, es muy importante analizar el comportamiento de los termo-fluidos asociados (aire circundante), es decir, observar las características y operación de los fluidos sobre la superficie del disco, siempre garantizando la efectividad del proceso de frenado y de disipación de calor por la superficie y los canales de ventilación [5]. El calor de disipación térmica y el rendimiento de los discos de frenos ventilados depende en gran medida de las características del flujo de aire a través de los canales de ventilación y las configuraciones de geometría de los discos de freno, los cuales se comprueban mediante la implementación de programas de diseño que posean la biblioteca de la Dinámica de Fluidos Computacionales "CFD", como es el caso de SolidWorks Simulation [6][7][8][9][10].

En general, las aplicaciones de CFD en la industria del automóvil 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 fluidos. El interés de la industria del automóvil en aplicaciones CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) 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 [11][12][13]. 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, así como para el mundo académico.

Actualmente, investigadores de la University of Technology Sydney simulaban, 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 [14][15]. 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 [16]. Además, en [17] se estudió el efecto de la dinámica longitudinal en trenes que funcionaban con frenos de aire predecido las características del sistema.

En 2015, científicos utilizaron el método de elementos finitos con la ayuda del programa CATIA para predecir fallas en el disco de freno y, de esta manera, identificar las zonas más críticas, teniendo en cuenta que estos sistemas están fabricados de fundición gris nodular, obteniendo resultados importantes en la optimización de los sistemas de frenado [18][19][20].

En la investigación realizada por [21], consideraron como componente principal del sistema de frenos al pedal con el fin de estudiar las condiciones en cálculos dinámicos. Se obtuvieron resultados matemáticos en condiciones estáticas y dinámicas del sistema para predecir su comportamiento. La fuerza del pedal (PF), el recorrido del pedal (PT) y el tiempo de respuesta (RT) son estudiados con la finalidad de satisfacer las expectativas de seguridad mediante análisis estáticos y dinámicos en diferentes tipos de motores y en diferentes condiciones de trabajo, resultó de gran ayuda aplicar estas herramientas para investigaciones en ingeniería [22]. Además, se ha analizado la influencia de las cargas en el sistema de frenado y de la fuerza en el pedal del freno debido a que influyen directamente en la dinámica natural de los componentes [23].

Con la finalidad de cumplir los requisitos de frenado y optimizar los recursos tecnológicos de los sistemas de freno, investigadores propusieron un frenado

de alta frecuencia utilizando un accionador magnético, para así resolver los problemas del frenado hidráulico. Los resultados se analizaron con la ayuda del programa LabVIEW y por medio del análisis de elementos finitos FEA [24].

En la actualidad se utilizan frenos de disco ventilados debido a que poseen altas características de disipación de calor. Investigaciones recientes han demostrado que los discos ventilados tienen altas velocidades de transferencia de calor debido a un aumento en la turbulencia, que se traduce en un mayor coeficiente de transferencia calor. Los discos ventilados también tienen una mayor resistencia a la deformación térmica debido a la distribución uniforme del material, lo que reduce el estrés térmico acumulado dentro del rotor, que depende principalmente de la geometría del disco y de la configuración óptima de los canales de ventilación [25][26]. Además, el mantenimiento de los frenos de disco es más económico en comparación con los frenos de tambor [27].

II. MATERIALES Y MÉTODOS

La energía cinética y potencial del vehículo se transforma rápidamente en energía térmica por los frenos cuando se realizan frenados repetitivos. Para que el sistema de frenado funcione correctamente, el calor generado debe disiparse lo más rápidamente posible para que los frenos sucesivos no sobrecalienten el sistema y comprometan así el rendimiento y la seguridad. El movimiento del vehículo permite la disipación del calor por convección y radiación, comportamientos típicos en transferencia de calor. Un frenado intenso hace que la temperatura aumente hasta cierto límite, conocida como la temperatura de saturación, que depende de la capacidad de disipación térmica del disco de freno. Se obtuvieron las propiedades físicas y térmicas de los discos. Se analizaron los materiales del disco y se encontró que los discos consistían en hierro fundido gris nodular con grafito laminar, silicio y manganeso. Las propiedades físicas y térmicas de este material fueron determinadas teniendo en cuenta las referencias de Cengel y Riley [28][29].

El Comité Asesor Nacional para la Aerodinámica (NACA), predecesor de la NASA, es el organismo que se encarga del diseño de los perfiles más eficientes según las diferentes necesidades que surgen en la aviación mundial desde los años de 1930. Los perfiles 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 [30].

Con la finalidad de llevar a cabo el proceso metodológico, se seleccionó el perfil para el desarrollo de la investigación, que fue el NACA 66-209 (Fig. 1), correspondiente a la serie 6, con un rango de máximo espesor del 9 % al 45 % de la longitud de la cuerda y

un rango de máxima curvatura de entre el 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 [31][32].

Teniendo en cuenta lo anterior, 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. La nomenclatura de este tipo de perfiles consta de 5 dígitos, siendo siempre el primero el número 6, el cual hace referencia a la serie. El segundo dígito corresponde a la ubicación del punto de mínima presión en décimas de la cuerda, medidas desde el borde de ataque. El tercer número indica el coeficiente de sustentación de diseño y, finalmente, los dos últimos valores otorgan el máximo grosor en porcentaje de la cuerda. Existen otras modificaciones y variaciones de los perfiles de álabes pero son relativos a la función con que se quieren operar.



Fig. 1. Perfil NACA 66-209.
Fuente: elaboración propia.

Habiendo seleccionado el tipo de geometría de los álabes, se procedió a diseñar un freno de disco con pilares de ventilación tipo Naca. Teniendo en cuenta investigaciones realizadas por [33] y con la ayuda de libros de transferencia de calor, se llevaron a cabo las siguientes características en los cálculos matemáticos:

A. Cálculo dinámico del sistema de frenado

Energía disipada por el sistema de frenos. El frenado se produce gracias al rozamiento entre las pastillas y los discos de freno, transformando la energía cinética del vehículo en calor. Para calcular esta energía disipada es necesario saber la masa del vehículo, el factor de corrección i para masas rodantes y la velocidad que lleva el vehículo al momento que empieza a frenar. Para un vehículo convencional su masa m es aproximadamente de 1930 Kg, el factor de corrección para masas rodantes i para un vehículo de velocidad media es 1,05, basados en [34], y tomando una velocidad de 80 Km/h para efectos de cálculo (equivalente a 22,22 m/s) se obtiene el siguiente valor de energía disipada en el freno trasero:

$$E_r = \frac{i * m * (V_i^2 - V_f^2)}{2} = 500270,3 \text{ J} \quad (1)$$

Para calcular la energía disipada en el freno delantero (E_d) es necesario saber que la energía total se distribuye entre un 75 % y 80 % en el eje delantero debido a que la mayor cantidad de masa del vehículo se presenta en ese eje, de lo que resulta:

$$E_d = E_f * 0,75 = 375202,72 \text{ J} \quad (2)$$

Del total de energía que se absorbe en el eje delantero, un 90 % se disipa en el disco de freno y un 10 % en la pastilla, como lo indica [35].

$$E_{\text{disco}} = E_d * 0,9 = 337682,45 \text{ J} \quad (3)$$

Un automóvil tiene 2 ejes y cada eje tiene dos discos, así que la energía disipada se reparte entre ellos:

$$E = \frac{E_{\text{disco}}}{2} = 168841,22 \text{ J} \quad (4)$$

La optimización del sistema de frenado en este caso es que la energía se disipe en el menor tiempo posible y, de esta manera, evitar sobrecalentamientos y fallas del sistema.

Fuerza de roce sobre las pastillas. Para calcular la fuerza de roce en la pastilla es necesario tener un factor de adherencia entre la calzada y el neumático. Para este caso se toma un factor de 0,93, teniendo en cuenta las referencias en condiciones de una calzada seca [36].

La tabla 1 muestra los coeficientes de adherencia μ de neumáticos sobre calzadas en diferente estado, con distintos estados de los neumáticos y a diferentes velocidades.

TABLA 1. COEFICIENTES DE ADHERENCIA.

Velocidad de Marcha (Km/H)	Estado de los Neumáticos	Carretera Seca (M)	Carretera Mojada (M)
50	Nuevo	0,85	0,65
	Usado	1	0,5
80	Nuevo	0,8	0,6
	Usado	0,95	0,2
120	Nuevo	0,75	0,55
	Usado	0,9	0,2

Fuente: [1]

Por lo tanto, resulta que:

$$F_r = u_b * F_n \quad (5)$$

Donde u_b es el coeficiente de adherencia y F_n es la fuerza normal al vehículo; reemplazando se obtiene:

$$F_n = 1930 \text{ kg} * 9,81 \text{ m/s} = 18.933,3 \text{ N}$$

$$F_r = 0,93 * 18.933,3 \text{ N} = 17.607,96 \text{ N}$$

Ésta es la fuerza necesaria para que la fricción entre la pastilla y el freno pueda desacelerar por completo el vehículo en una calzada seca.

Longitud de frenado. Para determinar la longitud de frenado es necesario conocer la masa del vehículo, la fuerza de roce sobre las pastillas y la velocidad a la que el vehículo comienza a frenar. Para estos cálculos la velocidad es de 80 Km/h=22,22 m/s.

$$l = \frac{1}{2} * \frac{m}{g * F_r} * (V_i^2 - V_f^2) = 27,05 \text{ m} \quad (6)$$

Tiempo de frenado. Este tiempo es necesario para ver si un disco de freno es óptimo en relación con otros tipos, ya que la integridad del conductor se ve involucrada en este lapso de tiempo. Para calcularlo se necesita la distancia de frenado y la velocidad a la que el vehículo empieza a frenar.

$$t = \frac{2(x_f - x_i)}{(v_f - v_i)} = 2,43 \text{ s} \quad (7)$$

Cálculo del calor generado en el proceso de frenado. Para determinar la temperatura que se genera en el proceso de frenado, es necesario tener en consideración el área de la pastilla de freno, el tiempo que se demora en detenerse el vehículo, la longitud de la pastilla y las propiedades térmicas y físicas de los elementos de freno.

Se debe tener la potencia por unidad de área para el cálculo del calor generado. Para esto es necesario el valor del área de la pastilla, que es donde se produce la fricción, el tiempo de frenado y la energía disipada en el disco de freno.

El área de una pastilla convencional es de 29.996,2 mm² [36].

$$q_{\text{total}} = \frac{E}{a * t} = 2.316.359,52 \text{ W/m}^2 \quad (8)$$

Ésta es la potencia por unidad de área que se produce entre el disco y la pastilla en el freno.

B. Análisis térmico del disco de freno.

La potencia disipada en el sistema de frenos que proviene de la energía cinética y potencial del vehículo se transforma en energía calorífica, la cual va a ser generada en un corto intervalo de tiempo. Para que el sistema de frenos funcione correctamente, el calor generado debe ser evacuado con la mayor rapidez posible, para que las sucesivas frenadas no produzcan una elevada temperatura y así perder la seguridad del sistema. El propio avance del vehículo permite la disipación del calor generado esencialmente por convección y radiación. Cuando se producen frenadas excesivas, la temperatura se eleva hasta llegar a un límite (temperatura de saturación) en función de la capacidad de disipación térmica del disco de freno [1].

Las propiedades físicas y térmicas de la fundición gris nodular de grafito laminar, el cual tiene una composición de silicio y manganeso, fueron obtenidas de la Tabla A-3 del libro de transferencia de calor de Yunus A. Cengel [37]:

Conductividad térmica: $k = 41 \text{ J/s} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}$
 Calor específico: $C_p = 434 \text{ J/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$
 Densidad: $\rho = 8131 \text{ Kg/m}^3$
 Difusividad térmica: $\alpha = 11,6 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$
 Coeficiente de transmisión térmica:
 $U = 32 \text{ J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

La elevación de temperatura del conjunto de un freno se evalúa por la siguiente expresión:

$$\Delta T = \frac{E_{\text{disc}}}{m \cdot C_p} = 38,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9)$$

Para calcular la temperatura en la superficie del disco se utiliza la siguiente ecuación:

$$T_1 - T_\infty = \Delta T \quad (10)$$

Donde T_∞ es la temperatura ambiente de 22°C , entonces la temperatura en la superficie del disco es

$$T_1 = 60,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Lo que nos indica que, para un vehículo con una masa de 1930 Kg que lleva una velocidad de 80 Km/h y circula en un ambiente de 22°C , la temperatura que se genera en el disco de freno hasta detenerse es de aproximadamente $60,5^\circ\text{C}$.

Enfriamiento de Newton. Un objeto sometido a una temperatura T_1 se enfriará si se deja a temperatura ambiente, de acuerdo con la ecuación exponencial [37]:

$$T_1 - T_\infty = (T_1 - T_\infty) \cdot e^{-\frac{A \cdot U}{m \cdot C_p} \cdot t} \quad (11)$$

Donde:

- T_1 = Temperatura instantánea en cada momento en $^\circ\text{C}$
- A = Área de transferencia de calor en m^2
- U = Coeficiente de transmisión térmica superficial de material en $\text{J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
- m = Masa del disco de freno en Kg
- C_p = Calor específico del material en $\text{J/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$
- t = Tiempo de enfriamiento de Newton en segundos



Fig. 2. Diámetro interior y exterior del disco.
 Fuente: elaboración propia.

Como el disco de freno hace contacto con las pastillas mediante dos superficies, el área de la superficie de contacto aproximada tiene la siguiente ecuación:

$$A_{\text{contacto}} = 2 \cdot \pi \cdot (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2) = 0,1122 \text{ m}^2 \quad (12)$$

Despejando T_1 de la ecuación de enfriamiento de Newton, se obtiene la función de tiempo donde se muestra la temperatura del disco a cada instante:

TABLA 2. TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO DE NEWTON.

Disco	
Tiempo (s)	Ti (°C)
0	60,5
600	45,555
1200	36,411
1800	30,817
2400	27,394
3000	25,300
3600	24,019
4200	23,235
4800	22,755
5400	22,462
6000	22,282
6600	22,173
7200	22,105
7800	22,064
8400	22,039
9000	22,024
9600	22,014
10200	22,009
10800	22,005
11400	22,003
12000	22,002
12600	22,001
13200	22,000

Fuente: elaboración propia.

De lo que se obtuvo la siguiente Fig. 3:

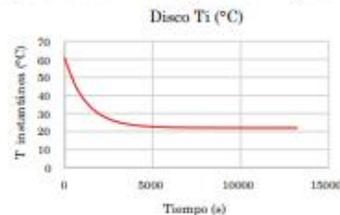


Fig. 3. Enfriamiento de Newton.
 Fuente: elaboración propia.

El disco de freno, luego de haber sido sometido a una temperatura de $60,5^\circ\text{C}$ en una frenada, tomará una temperatura ambiente de 22°C en aproximadamente 10 minutos, siempre y cuando el enfriamiento se dé por convección natural, fenómeno en el que el aire del ambiente deber tener una velocidad cercana a cero, por otra parte, si el aire estuviera inmóvil, el fenómeno sería solo por conducción.

C. Tipos de convección que afectan al disco.

El disco se ve afectado por varios tipos de convección: en la parte frontal, en sus laterales y en su periferia. A continuación, se determinará la transferencia de calor por convección en cada tipo [38][39].

Convección frontal en el disco. Este tipo de convección afecta la periferia del disco de freno. El flujo de aire sobre un cilindro exhibe patrones complejos, el fluido que se aproxima al cilindro se ramifica y lo rodea, formando una capa límite que lo envuelve (Fig. 4). Las partículas de fluido sobre el plano medio chocan contra el cilindro en el punto de estancamiento y la consecuencia de esto es la elevación de presión en ese punto [29].

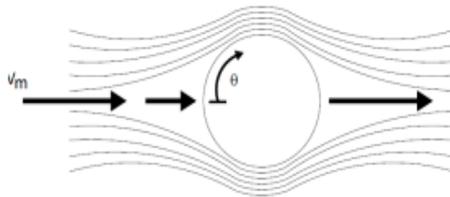


Fig. 4. Flujo alrededor de un cilindro. Fuente: [37]

Para el desarrollo de este tipo de transferencia de calor se utilizaron los datos del vehículo que está a una velocidad de 80 Km/h, una temperatura ambiente de 22°C y una temperatura superficial de los discos de 60,5°C, aproximadamente, obtenida en el cálculo de la temperatura superficial al momento del frenado.

Convección periférica. Los cálculos de convección periférica se realizaron con 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 superficial, como se muestra en la Fig. 5:



Fig. 5. Convección periférica. Fuente: elaboración propia.

La temperatura periférica se haya mediante la siguiente ecuación:

$$T_f = \frac{T_a + T_s}{2} = 41,25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13)$$

Teniendo la temperatura periférica del aire, se buscarán las propiedades en la Tabla A-17 del libro de transferencia de calor [37].

TABLA 3. PROPIEDADES DEL AIRE A 41,25 °C.

Número de Prandtl (Pr)	0,7251
Viscosidad cinemática ν (m ² /s)	1,714*10 ⁻⁵
Conductividad térmica k (W/m*°C)	0,02671

Fuente: [37]

Para calcular el número de Reynolds, se tiene la siguiente ecuación, que es la de diámetros externos para discos:

$$Re = \frac{v_m * D}{\nu} \quad (14)$$

Donde v_m es la velocidad media del aire, que para este cálculo es de 80 km/h y equivale a 22,22 m/s; el diámetro exterior del disco porque es el área de acción del fluido; y la viscosidad cinemática del aire. Así que se tiene lo siguiente:

$$Re = 450389,28$$

El número de Nusselt para este número de Reynolds equivale a:

$$Nu = 0,027 * Re^{0,805} * Pr^{\frac{1}{3}} = 862,91 \quad (15)$$

Con este valor del Nusselt se puede encontrar el coeficiente de convección aplicando la siguiente ecuación:

$$h = \frac{k}{D} * Nu \quad (16)$$

Donde h es el coeficiente de convección que se utilizará para hallar la cantidad de energía disipada en la periferia del disco. Por lo tanto, se tiene:

$$h = 66,36 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

Ahora se debe calcular el área superficial de la periferia del disco, la cual es:

$$A_s = \pi * D * e \quad (17)$$

El espesor se muestra en la Fig. 6.

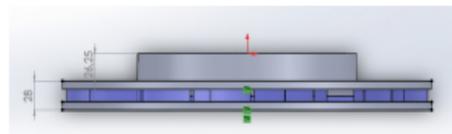


Fig. 6. Espesores del disco. Fuente: elaboración propia.

Por lo tanto, de la ecuación (17), se tiene el área superficial:

$$A_s = \pi * 0,34732 * 0,028 = 0,0305m^2$$

Teniendo todos estos valores, se puede encontrar el calor disipado por convección en la periferia.

$$Q = h * A_s * (T_s - T_a) = 78,05W \quad (18)$$

Convección en la campana. Para calcular el calor disipado en la campana se tienen los mismos datos, solo que varía el diámetro y el espesor, que se muestran en la Fig. 7:



Fig. 7. Espesor y diámetro de la campana del disco.
Fuente: elaboración propia.

El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{v_m * D}{\nu} = 266691,85 \quad (19)$$

El número de Nusselt está dado por:

$$Nu = 0,027 * Re^{0,805} * Pr^{\frac{1}{3}} = 565,93 \quad (20)$$

El coeficiente de convección será:

$$h = \frac{k}{D} * Nu = 73,48 \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \quad (21)$$

Donde:

- k = Conductividad térmica
- D = Diámetro de la campana del disco
- Nu = Número de Nusselt

El área superficial es:

$$As = \pi * D * e = 0,01696m^2 \quad (22)$$

El calor disipado por convección en la periferia de la campana es:

$$\dot{Q} = h * As * (T_s - T_\infty) = 48W \quad (23)$$

Por lo tanto, el calor total disipado en la periferia del disco es:

$$\dot{Q}_{Total} = 48W + 78,05W = 126,25W$$

Convección lateral en el disco. No solo en la parte frontal del disco ocurre una transferencia de calor por convección. También en la parte lateral de éste, por lo tanto, se desarrollará el análisis de la pérdida de calor.

Se trabajará como un flujo paralelo en placas planas para los cálculos. Si se supone una placa plana sobre la que fluye una corriente fluida, lo primero que sucede es que la velocidad del fluido disminuye a medida que nos aproximamos hacia la superficie de la misma como consecuencia de las fuerzas de viscosidad. La transmisión de flujo laminar hacia el turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, de la velocidad de la corriente arriba, de la temperatura superficial y del tipo de fluido, y se caracteriza por el número de Reynolds. El número de Reynolds varía para una placa plana a lo largo del flujo hasta que llegara al final de la placa.

Para el flujo de una capa, suele considerarse que la transmisión de flujo laminar a turbulento ocurre en el número crítico de Reynolds [1][40].

Primero, se debe calcular el número de Reynolds para determinar si es un flujo laminar o turbulento según el número de Reynolds crítico, que es: $Re_{cr} = 5 * 10^5$.

Si el número de Reynolds sobrepasa el valor anterior es turbulento, y si no lo hace, es laminar. Para realizar este cálculo, se supone que el disco es una placa plana cuadrada de longitud 0,34732 m, la temperatura del medio ambiente es de 22°C, la temperatura superficial del disco de 60,5 °C, con una velocidad del aire de 22,22 m/s y a una atmósfera de presión.

La ecuación para el número de Reynolds laminar está dada por:

$$Re_l = \frac{v_m * L}{\nu_d} \quad (24)$$

Donde v_m es la velocidad media del aire en m/s, L es la longitud de la placa en m, y la viscosidad cinemática de Denver en m²/s. Las propiedades del aire están en función de la temperatura superficial previamente calculada. La viscosidad de Denver es igual a la viscosidad cinemática, ya que se está trabajando a 1 Atm. Por lo tanto, la ecuación queda de la siguiente manera:

$$Re_l = 450259,6$$

Esto quiere decir que el flujo es laminar y se usa la siguiente ecuación para determinar el número de Nusselt:

$$Nu = 400,28$$

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 siguiente ecuación:

$$h = \frac{k}{l} * Nu = 30,78 \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \quad (25)$$

Ya se calculó el área superficial de las dos caras del disco teniendo en cuenta la ecuación (12), que fue:

$$A_{contacto} = 0,1122 m^2$$

Así que la velocidad de transferencia de calor del disco en las partes laterales del disco está dada por:

$$\dot{Q} = h * As * (T_s - T_\infty) = 132,96W \quad (26)$$

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A. Diseño del disco en prueba de agua en el software SolidWorks.

Se realizó un análisis numérico para estimar la pérdida de calor. Un disco ventilado disipa el calor más rápido que un disco o tambor sólido debido a las diferencias en la geometría. El análisis se realizó en SolidWorks con la biblioteca CFD y con un mallado

sencillo. El material de freno de disco era de hierro fundido.

Para modelar el flujo de fluido, SolidWorks resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes, que son formulaciones de las leyes de conservación de masa, momento y energía [41].

Antes de diseñar el disco de freno completo, lo primero es evaluar el diseño propuesto en un banco de pruebas donde se pueda medir la velocidad a la que el flujo va dentro de la pista del freno [42].

Inicialmente, se diseñó este tipo de disco para la prueba en agua, pero en las pruebas se presentó turbulencia en el centro y las imágenes obtenidas no daban un buen resultado, así que se diseñó otro tipo de disco donde succionara mejor las partículas que, posteriormente, se mostrarán en la fase tres del proyecto. El nuevo diseño en acrílico se presenta en la Fig. 8:

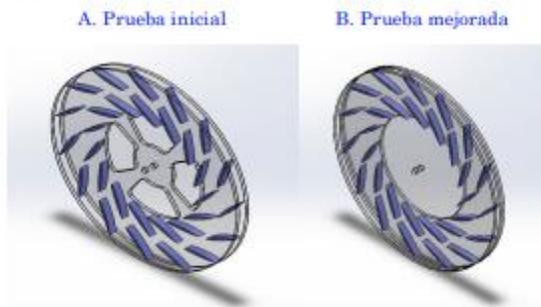


Fig. 8. Ubicación de los pilares tipo NACA. Fuente: elaboración propia.

Con este nuevo diseño se tiene una mejor succión y menos turbulencia en el centro del disco.

A continuación, se realiza un análisis térmico del disco en estado transitorio en el programa ANSYS para determinar la energía disipada y los puntos donde la temperatura es más alta (Fig. 9).

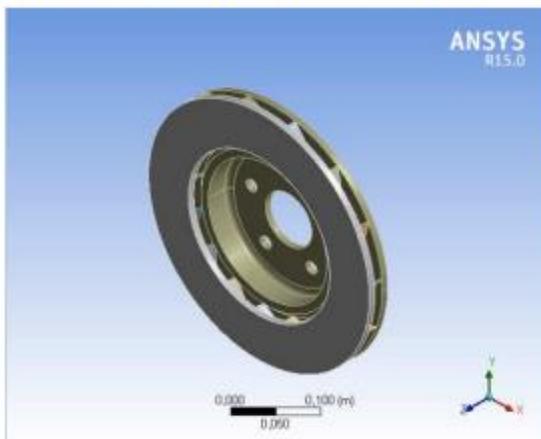


Fig. 9. Freno de disco diseñado en Ansys. Fuente: elaboración propia.

Con los cálculos analizados, se logra obtener una temperatura en la superficie de 67,5°C cuando el vehículo va a una velocidad de 22,22 m/s. Con estos datos iniciales se procede a realizar el análisis en Ansys para determinar la temperatura en el disco al momento de frenar y observar qué sucede al pasar el tiempo, como lo muestra la Fig. 10.

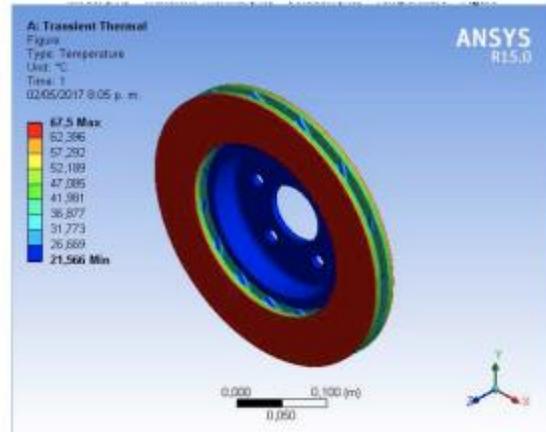


Fig. 10. Análisis térmico transitorio. Fuente: elaboración propia.

En este análisis se puede observar cómo la temperatura va disminuyendo a medida que se acerca a los álabes, y estos no llegan a aumentar su temperatura. Esto quiere decir que el disco tiene una disipación de calor óptima en el interior (rápida en función del tiempo) debido a la geometría de los canales de ventilación.

También se analizó el flujo de calor que se presenta en el disco al transcurrir un segundo, como lo muestra la Fig. 11.

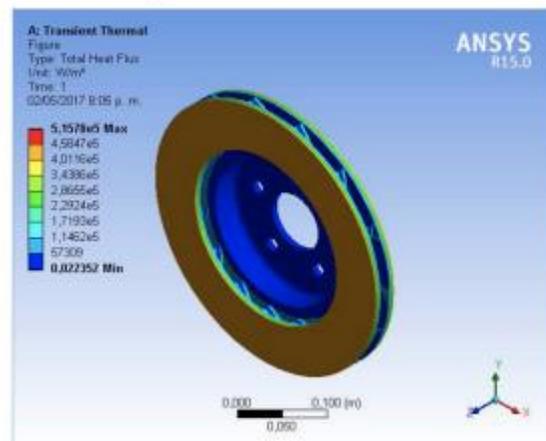


Fig. 11. Análisis de flujo de calor transitorio. Fuente: elaboración propia.

A continuación, en la tabla 4 se muestra el seguimiento del flujo de calor a través del tiempo.

TABLA 4. DATOS DEL FLUJO DE CALOR EN EL DISCO EN 1 SEGUNDO

Tiempo (s)	Mínimo (w/m ²)	Máximo (w/m ²)
1,00E-02	0,12682	1,97E+06
2,00E-02	0,11895	1,87E+06
5,00E-02	0,12669	1,63E+06
0,10394	1,97E-02	1,34E+06
0,17348	0,12337	1,08E+06
0,26875	9,60E-02	8,61E+05
0,36875	6,78E-02	7,57E+05
0,46875	5,32E-02	6,91E+05
0,56875	3,76E-02	6,43E+05
0,66875	3,48E-02	6,05E+05
0,76875	3,93E-02	5,74E+05
0,86875	1,49E-02	5,47E+05
0,93437	4,76E-02	5,31E+05
1	2,24E-02	5,16E+05

Fuente: elaboración propia.

Aquí se puede observar cómo el flujo de calor va disminuyendo de manera considerable en tan solo un segundo, pasando de 1.966.100 W/m² a 515.780 W/m². Esto quiere decir que el disco es capaz de disipar el flujo de calor de una manera muy rápida gracias a que la posición de los álabes permite que el fluido (aire) no se concentre en la pista, sino que rápidamente lo evacúe. En la Fig. 12 se puede observar de una mejor manera.

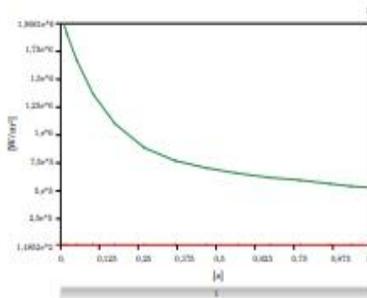


Fig. 12. Flujo de calor en 1 segundo.

Fuente: elaboración propia.

II. CONCLUSIONES

El estudio del proyecto se basó principalmente en el diseño geométrico, y para que el disco de freno sea implementado en la industria automovilística es necesario estudiar otras dos fases, que son: el tipo de material que tendrá el disco y el proceso de manufactura. Además, se realizó un estudio sobre los materiales que serían implementados en este disco, que son alrededor de quince aleaciones diferentes. De este modo, para que este disco sea implementado en la industria automovilística es necesario estudiar el proceso de manufactura y todos sus requerimientos.

Cabe destacar que el modelo presentado aún es susceptible de modificaciones para mejorar la cantidad de aire que pueda pasar a través de los pilares de ventilación, debido a que 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 sea la adecuada para poder determinar o cuantificar la velocidad de flujo.

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, junto con el material de fabricación, y, de esta forma, tener un estudio completo donde se producirán altas temperaturas y mayor transferencia de calor.

III. FINANCIAMIENTO

Artículo de investigación derivado del proyecto titulado: "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 Universidad Francisco de Paula Santander, Ocaña. Fecha de inicio: febrero de 2017. Fecha de finalización: julio de 2017.

REFERENCIAS

- [1] R. A. García-León, M. A. Acosta y 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/industrialjour.tecnura.2015.3.a04>
- [2] S. Hirasawa, T. Kawanami y K. Shirai, "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, 2014. <https://doi.org/10.1115/IMECE2014-38142>
- [3] A. Ocampo Ramírez, "Diseño de un molino para reciclar pastas de freno de tractocamiones usando el método del elemento finito," Instituto Politécnico Nacional, 2013.
- [4] L. S. Bocfi, "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, 2011. <https://doi.org/10.3846/16484142.2011.563494>
- [5] H. B. Yan, S. S. Feng, X. H. Yang y T. J. Lu, "Role of cross-drilled holes in enhanced cooling of ventilated brake discs," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 318–333, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.042>
- [6] Z. Chi, Y. He y G. Naterer, "Convective heat transfer optimization of automotive brake discs," *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, vol. 2, no. 1, pp. 961–969, 2009.
- [7] F. Klimenda, J. Soukup y J. Kampo, "Heat distribution in disc brake," in *AIP Conference Proceedings*, vol. 1745, 2016. <https://doi.org/10.1063/1.4953715>
- [8] W. Wu, Z. Xiong, J. Hu y S. Yuan, "Application of CFD to model oil-air flow in a grooved two-disc system," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 91, pp. 293–301, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.092>
- [9] T. K. R. Rajagopal, R. Ramachandran, M. James y S. C. Gatléwar, "Numerical investigation of fluid flow and heat transfer characteristics on the aerodynamics of ventilated disc brake rotor using CFD," *Therm. Sci.*, vol. 18, no. 2, pp. 667–675, 2014. <https://doi.org/10.2298/TSCI111219204R>

- [10] Brembo, "The benefits of the new design for the brake disc ventilation chamber," 2015. <http://www.brembo.com/en/company/news/new-ventilation>
- [11] M. N. Dhaubhadel, "CFD applications in the automotive industry (invited keynote presentation)," *Am. Soc. Mech. Eng. Fluids Eng. Div. FED*, vol. 239, pp. 473–480, 1996.
- [12] J. Wurm, M. Fitl, M. Gumpesberger, E. Väisänen y C. Hochenauer, "Novel CFD approach for the thermal analysis of a continuous variable transmission (CVT)," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 103, pp. 159–168, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.092>
- [13] M. Pevec, I. Potrc, G. Bombek y 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>
- [14] D. Wei, J. Ruan, W. Zhu y Z. Kang, "Properties of stability, bifurcation, and chaos of the tangential motion disk brake," *J. Sound Vib.*, vol. 375, pp. 353–365, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.04.022>
- [15] J. Ruan, P. D. Walker, P. A. Watterson y 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, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.09.057>
- [16] M. Gulec, E. Yolacan y 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>
- [17] W. Wei, Y. Hu, Q. Wu, X. Zhao, J. Zhang y Y. Zhang, "An air brake model for longitudinal train dynamics studies," *Vehicle System Dynamics*. Taylor and Francis Ltd., School of Traffic and Transportation Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian, People's Republic of China, pp. 1–17, 2016.
- [18] A. Shahril, R. Samin, J. M. Juraidi y J. Daut, "Structural analysis of brake disc using dynamic simulation," *ARPV J. Eng. Appl. Sci.*, vol. 10, no. 17, pp. 7805–7808, 2015.
- [19] U. Andreaus y 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, 2001. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2000.3555>
- [20] S. W. Shaw, "On the dynamic response of a system with dry friction," *J. Sound Vib.*, vol. 108, no. 2, pp. 305–325, Jul. 1986. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(86\)80058-X](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(86)80058-X)
- [21] D. Meng, L. Zhang y Z. Yu, "A dynamic model for brake pedal feel analysis in passenger cars," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 230, no. 7, pp. 955–968, 2016. <https://doi.org/10.1177/0954407015598030>
- [22] S.-D. Lee y S.-L. Kim, "Characterization and development of the ideal pedal force, pedal travel, and response time in the brake system for the translation of the voice of the customer to engineering specifications," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 224, no. 11, pp. 1433–1450, 2010. <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO1585>
- [23] V. Surblyys y E. Sokolovskij, "Research of the Vehicle Brake Testing Efficiency," in *9th International Scientific Conference, Transilvania*, vol. 134, pp. 452–458, 2015, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.01.067>
- [24] 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, 2016. <https://doi.org/10.1088/0964-1726/25/6/065001>
- [25] E. Palmer, R. Mishra y J. Fieldhouse, "An optimization study of a multiple-row pin-vented brake disc to promote brake cooling using computational fluid dynamics," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 223, no. 7, pp. 865–875, 2009. <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO1053>
- [26] A. Nagarajan y M. R. Narayanan, "Maximization of efficiency for Disk brake material using composite material by modeling and analysis," *Int. J. Control Theory Appl.*, vol. 9, no. 6, pp. 2793–2798, 2016.
- [27] R. A. García-León y E. Pérez Rojas, "Analysis of the amount of heat flow between cooling channels in three vented brake discs," *Ing. y Univ.*, vol. 21, no. 1, pp. 55–70, 2017.
- [28] L. Pan, J. Han, Z. Li, Z. Yang y W. Li, "Numerical simulation for train brake disc ventilation," *Beijing Jiaotong Daxue Xuebao/Journal Beijing Jiaotong Univ.*, vol. 39, no. 1, pp. 118–124, 2015.
- [29] Y. Cengel, *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico*. Tercera edición. México: McGraw-Hill, 2007.
- [30] D. R. Flores Galindo, "Diseño de perfiles aerodinámicos," Instituto Politécnico Nacional, 2006.
- [31] Airfoil Tools, «NACA 66-209 (naca66209-il)», 2017.
- [32] UIUC, "Applied Aerodynamics Group," University of Illinois, 2017. [Online]. Available: http://m-selig.ae.illinois.edu/ads/coord_database.html#N.
- [33] 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," Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, 2014.
- [34] R. Limpert, *Brake Design and Safety*, 2a ed. Society of Automotive Engineers, 1999.
- [35] A. Cruz Azanza, C. A. Jiménez García y M. Á. Ordaz Flores, "Diseño geométrico de un prototipo optimizado de un disco de freno automotriz ventilado," 2012.
- [36] M. U. Ramírez, «Instituto politécnico nacional», 2012.
- [37] Y. A. Cengel y M. E. Boles, «Termodinámica - Cengel 7th», Termodinámica, p. 1456, 2011.
- [38] 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.v84n200.56663>
- [39] R. A. García-León y E. Flórez-Solano, "Dynamic analysis of three autoventilated disc brakes," *Ing. e Investig.*, vol. 37, no. 3, pp. 102–114, 2017. <https://doi.org/10.15446/ing.investig.v37n3.63381>
- [40] R. A. García-León y E. Flórez, "Estudio analítico de la transferencia de calor por convección que afectan los frenos de disco ventilados," *Tecnura*, vol. 20, pp. 15–30, 2016.
- [41] R. A. García León y E. Pérez Rojas, "Analysis of the amount of heat flow between cooling channels in three vented brake discs," *Ing. y Univ.*, vol. 21, no. 1, pp. 71–96, 2017.
- [42] D. Porta, C. Echeverría, A. Aguayo, J. E. H. Cardoso y C. Stern, *Recent Advances in Fluid Dynamics with Environmental Applications*, 2016.

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

Robert Dajjan Echavez-Díaz. Ingeniero mecánico de la Universidad Francisco de Paula Santander de Ocaña en 2017. Estudiante de la maestría en Ingeniería de Manufactura del Instituto Politécnico Nacional de México. Perteneció al semillero de investigación DE-TIMEC hasta el 2017. Adscrito al grupo de investigación INGAP. <https://orcid.org/0000-0002-6098-0923>

Eder Flórez-Solano. Ingeniero mecánico de la Universidad Francisco de Paula Santander. Magíster en Ingeniería Mecánica de la Universidad del Táchira, Venezuela. Estudiante de doctorado en Ingeniería Mecánica. Vinculado desde el 2009 como docente de tiempo completo y director del grupo de investigación INGAP. Su áreas de interés es principalmente el desarrollo de sistemas mecánicos. <https://orcid.org/0000-0003-2527-0413>

Anexo 10. Limpert, R. (1999). Brake Design and Safety. Obtenido de <https://ia803101.us.archive.org/33/items/BrakeDesignAndSafetyRudolfLimpert2ed/Brake%20Design%20and%20Safety%20-%20Rudolf%20Limpert%20-%202ed.pdf>.....179-183

Brake Design and Safety

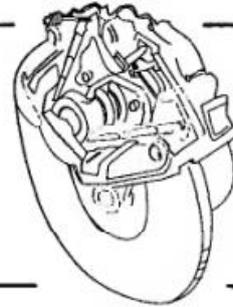
Second Edition

Rudolf Limpert



Society of Automotive Engineers, Inc.
Warrendale, Pa.

Analysis of Hydraulic Brake Systems



In this chapter the basic hydraulic brake system components are discussed. The physical expressions determining vehicle deceleration are shown. Brake booster performance is analyzed and design charts for a quick booster analysis are presented. Proportioning valves are discussed. Master cylinder sizing relationships for hydraulic brakes are shown. The use of brake fluid volume by different brake components is analyzed. The dynamic response behavior of hydraulic brake systems is discussed.

5.1 Manual Hydraulic Brakes

Manual or standard brakes use only the pedal effort by the driver to press the shoes against the drum, or pads against the rotors. No additional energy source is used. Manual brakes are commonly used on small and lightweight vehicles.

Application of the pedal force displaces the foot pedal, which in turn presses the pushrod into the master cylinder. The pedal linkage is designed to produce a mechanical force advantage or gain between the pedal and the master cylinder piston, resulting in a master cylinder piston travel which is less than the foot pedal travel.

The cross-sectional area of the master cylinder and the cross-sectional areas of the wheel cylinders are chosen to produce an increase of force transmitted between the master cylinder and the wheel cylinders. (NOTE: The term wheel cylinder refers to both drum and disc brakes, except where noted otherwise.) This force increase or gain is accomplished by having the total

Brake Design and Safety

wheel cylinder cross-sectional areas greater than the master cylinder cross-sectional area. Because the master cylinder piston travel is limited by the pedal ratio and pedal travel, the gain ratio between master cylinder and wheel cylinders is limited, too. To keep the pedal force below a certain maximum value of approximately 445 N (100 lb), brake boosters in the form of vacuum assists or pump-pressured hydro-boosts are installed.

The hydraulic brake line pressure p_ℓ produced by the pedal force F_p is determined by

$$p_\ell = F_p \ell_p \eta_p / A_{mc} \quad , \quad \text{N/cm}^2 \text{ (psi)} \quad (5-1)$$

where A_{mc} = master cylinder cross-sectional area, cm^2 (in.^2)

F_p = pedal force, N (lb)

ℓ_p = pedal lever ratio

η_p = pedal lever efficiency

A typical value for the pedal lever efficiency is 0.8, which includes the efficiency of the master cylinder including return springs.

The braking force F_x per axle is obtained from the definition of the brake factor from Eq. (2-10) as

$$F_x = 2(p_\ell - p_0)A_{wc}\eta_c BF(r / R) \quad , \quad \text{N (lb)} \quad (5-2)$$

where A_{wc} = wheel cylinder area, cm^2 (in.^2)

BF = brake factor

p_0 = pushout pressure, required to bring brake shoes or pads in contact with drum or disc, N/cm^2 (psi)

r = drum or effective disc radius, mm (in.)

R = tire radius, mm (in.)

η_c = wheel cylinder efficiency

Pushout pressures for disc brakes in good mechanical condition are small at 3.5 to 7 N/cm² (5 to 10 psi) and may be ignored in most cases. Floating caliper disc brakes with corroded slider surfaces may exhibit significantly larger pushout pressures. Pushout pressures for drum brakes are determined by the shoe return spring force and wheel cylinder area, and may assume values as high as 70 to 172 N/cm² (100 to 250 psi). The wheel cylinder efficiency is approximately 0.96 for drum and 0.98 for disc brakes.

The wheels-unlocked deceleration a of the vehicle is determined from the summation of the braking forces of all axles or,

$$a = (2 / WR) [(A_{wc}BF\eta_c)_F(p_\ell - p_o)_F + (A_{wc}BF\eta_c)_R(p_\ell - p_o)_R] \quad , \quad \text{g-units} \quad (5-3)$$

where W = vehicle weight, N (lb)

The subscripts F and R indicate that the wheel brake parameters A_{wc} , BF, and r must be evaluated for the front and rear brakes, respectively. If more than two axles are braked, then the appropriate terms are added on the right-hand side of Eq. (5-3).

For vehicles equipped with proportioning valves, the brake line pressures front and rear are not the same for pressures above the knee-point. See Eq. (5-11) for determining rear brake line pressures as a function of input or front brake line pressures.

5.2 Boost System Analysis

5.2.1 Overview and Requirements

Brake boost systems allow the driver to decelerate heavy vehicles with pedal force levels and pedal travels well within the acceptable range of the average driver. They contribute significantly to braking safety and driver comfort. The boost assist or booster factor must be optimized relative to the vehicle involved.

Analysis of Hydraulic Brake Systems

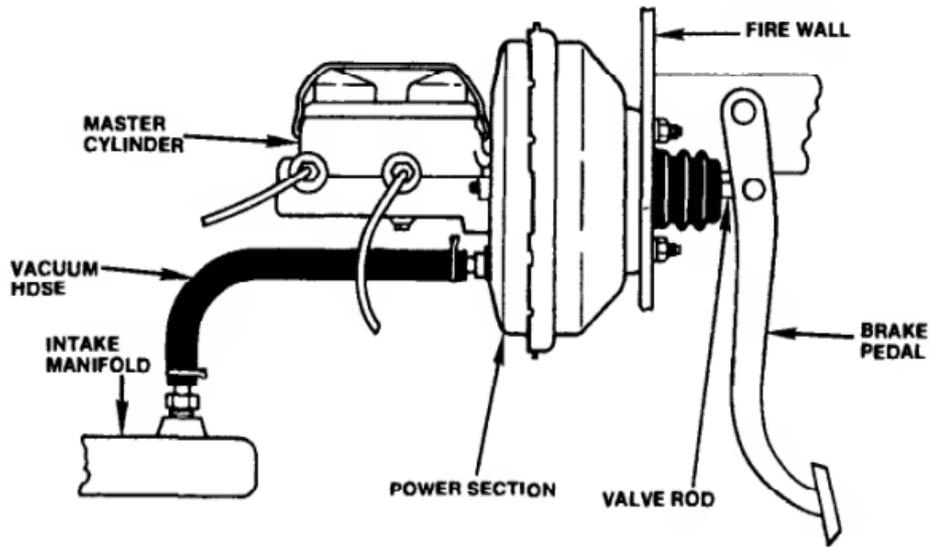


Figure 5-1. Vacuum-booster master cylinder assembly (Bendix).

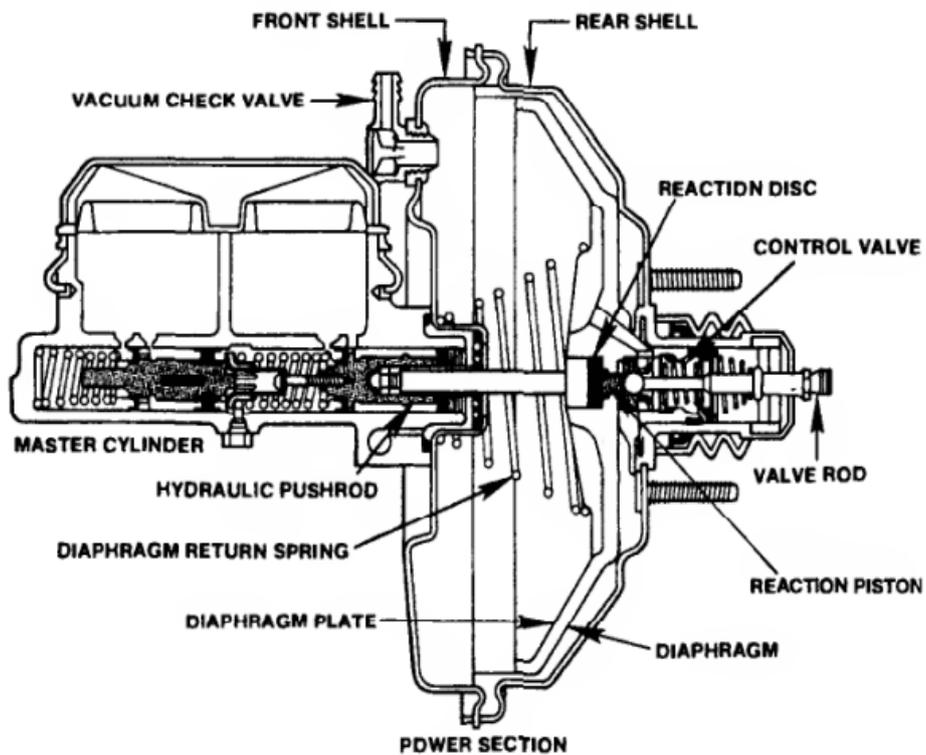


Figure 5-2. Bendix single-diaphragm mastervac.

Anexo 11. BOSCH. (10 de mayo de 2024). MANUAL DE LA TÉCNICA DEL AUTOMOVIL. Editorial REVERTÉ S.A. Obtenido de <https://julioestrepo.wordpress.com/wp-content/uploads/2013/08/bosch-manual-de-la-tecnica-del-automovil-tercera-edicion.pdf>.....612-618



3^a
EDICIÓN



EDITORIAL REVERTÉ, S.A.
Barcelona-Bogotá-Buenos Aires-Caracas-México

Sistemas de frenos

Conceptos, fundamentos

(ISO 611)

Equipo de frenos

Conjunto de todas las instalaciones de frenos para reducir la velocidad de un vehículo, detenerlo o mantenerlo en reposo.

Instalaciones de frenos

Instalación del freno de servicio

Facilita al conductor, de forma gradual, reducir la velocidad del vehículo durante su funcionamiento normal o detenerlo.

Instalación de freno auxiliar

Facilita al conductor, de forma gradual, reducir la velocidad del vehículo en caso de fallo en la instalación de servicio o detenerlo.

Instalación de freno de estacionamiento

Permite que un vehículo se mantenga en reposo por medios mecánicos, incluso en una calzada en pendiente y, sobre todo, sin la presencia del conductor.

Instalación para el frenado de larga duración

Conjunto de componentes que facilitan al conductor de forma directa o indirecta, mantener constante la velocidad del vehículo o reducirla, especialmente en pendiente largas.

Instalación de freno automático

Conjunto de piezas, que ante la separación voluntaria o accidental del remolque de un camión remolque, frena automáticamente a este último.

Sistema de antibloqueo (ABS)

Conjunto de componentes de una instalación de freno de servicio, que regula automáticamente el resbalamiento de las ruedas (o de una rueda) en sentido de giro durante el frenado. La regulación de la fuerza de frenado directamente de una rueda se efectúa con la ayuda de los datos del sensor propio, mientras que en una rueda regulada indirectamente se usan sensores de otra u otras ruedas. Un ABS

con regulación "select high" posee ruedas reguladas directa e indirectamente; en un ABS con regulación "select low" todas las ruedas con sensor se cuentan como reguladas directamente.

Componentes

Instalación de suministro de energía

Son las partes de una instalación de frenos que proporcionan la energía necesaria, la regulan y eventualmente la preparan. Termina donde comienza el dispositivo de transmisión, es decir, donde empiezan los distintos circuitos de la instalación de frenos comprendiendo, dado el caso, los circuitos consumidores secundarios existentes, ya sea para abastecimiento de energía allí o mutuamente.

La fente de energía puede estar fuera del vehículo (por ejemplo en la instalación de frenos por aire comprimido de un remolque, pero también puede ser por la fuerza muscular de una persona.

Dispositivo de accionamiento

Son las partes de una instalación de frenos, cuya misión es ponerla en funcionamiento y regular su efecto. La señal de mando puede ser transmitida dentro del dispositivo de accionamiento por medios mecánicos, neumáticos, hidráulicos o eléctricos, para lo cual se puede utilizar energía externa o auxiliar.

El dispositivo de accionamiento puede ser actuado:

- directamente con el pie o con la mano,
- por acción indirecta del conductor del vehículo o sin ninguna intervención (sólo para los vehículos con remolques),
- por variación de la presión o la corriente eléctrica de una conducción de unión entre el vehículo motor y el vehículo remolque al accionar una de las instalaciones de freno del vehículo motor o en el caso de avería,
- por la inercia de la masa del vehículo o de alguna de sus piezas principales.

El dispositivo de accionamiento termina donde se distribuye la energía necesaria para el frenado o donde se desvía una parte de la energía para la regulación de la energía de frenado.

Dispositivo de transmisión

Son las partes de una instalación de frenos, por medio de los cuales se transmite la energía regulada por el dispositivo de accionamiento. De un lado comienza donde termina el dispositivo de accionamiento y por otro donde termina el dispositivo de suministro de energía. Termina en las partes de la instalación de frenos en las cuales el movimiento o la tendencia del vehículo al movimiento se contrarresta por las fuerzas que se generan. Este dispositivo puede ser mecánico, hidroneumático (a presión o vacío), eléctrico o combinado (por ejemplo, hidromecánico o hidroneumático).

Frenos

Son las partes de la instalación, en las cuales se producen las fuerzas que se oponen al movimiento o tendencia al del vehículo al movimiento.

Dispositivos adicionales en el vehículo tractor de un vehículo remolque

Son las partes de una instalación de frenado de un vehículo tractor destinadas al suministro de energía y a la regulación de la instalación de frenos del vehículo remolque. Se compone de las partes entre el dispositivo de suministro de energía del vehículo tractor y el cabezal de acoplamiento de la conexión al circuito de reserva (inclusive), y de las piezas entre el dispositivo o dispositivos de transmisión del vehículo tractor y el cabezal de acoplamiento de la conducción del freno (inclusive).

Tipos de instalaciones de frenos referentes a la instalación de suministro de energía

Instalación de frenos con fuerza muscular

Instalación en la cual la energía necesaria para producir la fuerza de frenado procede exclusivamente de la fuerza física del conductor del vehículo.

Instalación de frenos con fuerza auxiliar

Instalación en la cual la generación de la energía necesaria para producir la fuerza de frenado procede de la fuerza física del

conductor y de uno o varios dispositivos de suministro de energía.

Instalación de frenos con fuerza externa

Instalación en la cual la energía necesaria para producir la fuerza de frenado procede de uno o varios dispositivos de suministro de energía, con excepción de la fuerza física del conductor.

Observación: Una instalación de frenos, en la que en caso de fallo total de la energía, el conductor pueda producir en la misma instalación la fuerza de frenado por medio de su fuerza muscular, no entra en esta definición.

Instalación de frenos automática de remolques

Son aquellas en las que la energía necesaria para producir la fuerza de frenado se produce al acercarse el vehículo remolque al vehículo tractor. (Generación de fuerza por la energía cinética del acercamiento.)

Instalación de freno por gravedad

Instalación en la cual la energía necesaria para producir la fuerza de frenado procede de la fuerza de gravedad del descenso o caída de una pieza del remolque.

Tipos de instalaciones de frenos según la estructura del dispositivo de transmisión

Instalación de frenos de circuito único

Instalación de frenos que tiene un dispositivo de transmisión de un solo circuito. Si en el dispositivo de transmisión de un solo circuito se produce una avería en el mismo, ya no se puede transmitir la energía para producir la fuerza de frenado.

Instalación de frenos de circuitos múltiples

Son instalaciones con un dispositivo de transmisión que tiene varios circuitos. Si en el dispositivo de transmisión de circuitos múltiples se produce una avería en uno de los circuitos, aún puede transmitirse total o parcialmente la energía para producir la fuerza de frenado.

Tipos de instalaciones de frenos en vehículos combinados

Instalaciones de frenos de una sola conducción

Disposición en la cual las instalaciones de freno de ambos vehículos están unidas entre sí de tal forma que se utiliza alternativamente una sola conducción para el suministro de energía o para el accionamiento de la instalación de frenos del vehículo remolque.

Instalaciones de frenos de dos o más conducciones

Disposición en la cual las instalaciones de frenos de ambos vehículos están unidas entre sí de tal forma que el suministro de energía y el accionamiento de la instalación de frenos del vehículo remolque están separados en varias conducciones que actúan simultáneamente.

Instalación de frenos directa

Combinación de la instalación de frenos del vehículo tractor de un remolque, con las siguientes características:

- El conductor del vehículo, desde su asiento y en un solo proceso, puede accionar el dispositivo de accionamiento del vehículo tractor directamente, y el dispositivo de accionamiento del remolque de forma indirecta y graduable;
- La energía necesaria para el frenado de los dos vehículos (tractor y remolque) la proporciona la misma fuente (que puede ser la fuerza muscular del conductor).
- Frenado simultáneo o con un retraso en el tiempo adecuado, de los dos vehículos (tractor y remolque).

Instalación de frenos parcialmente directa

Combinación de las instalaciones de freno del vehículo tractor de un remolque con las siguientes características:

- El conductor del vehículo puede accionar directamente desde su asiento, en un solo proceso, el dispositivo de accionamiento del vehículo motor e indirectamente el del vehículo remolque de forma progresiva.
- La energía necesaria para el frenado de ambos vehículos la proporcionan por lo menos dos fuentes diferentes (una de las cuales puede ser la fuerza muscular del conductor).

- Frenado simultáneo de ambos vehículos o con un retraso en el tiempo adecuado del remolque.

Instalación de frenos no directa

Combinación de la instalación de frenos de un vehículo articulado que no es directa ni del todo ni en parte.

Conductos en instalaciones de frenos

Cables eléctricos: conductos para la transmisión de energía eléctrica.

Tubería: tubo rígido, semirrígido o flexible para la transmisión de energía hidráulica o neumática.

Tuberías para la conexión de instalaciones de frenos de un tren remolque

Tubería de la reserva: Es una tubería especial de suministro a través de la cual la energía del vehículo tractor va a parar al acumulador de energía del vehículo arrastrado.

Tubería de los frenos: Tubería de mando especial, a través de la cual la energía necesaria para la regulación pasa del vehículo tractor al arrastrado.

Tubería común de la reserva y de frenos: Tubería que sirve simultáneamente de tubería de frenos y de la reserva (instalación de frenos de tubería única).

Tubería de los frenos auxiliares: Una tubería especial de trabajo que va del vehículo tractor al vehículo remolque por la que pasa la energía necesaria para los frenos auxiliares del remolque.

Proceso de frenado

Procesos que tienen lugar entre el inicio de trabajo del dispositivo de accionamiento y el final del frenado.

Frenado graduable

Frenado en el que dentro del campo de trabajo normal del dispositivo de accionamiento, el conductor del vehículo puede en cualquier instante aumentar o reducir con precisión suficiente la fuerza de frenado, actuando sobre aquél. Cuando se consigue una elevación de la fuerza de frenado, aumentando el efecto del dispositivo de accionamiento, la inversión del efecto debe obligatoriamente producir la reducción de esa fuerza de frenado.

Histéresis de la instalación de frenos: Diferencia entre las fuerzas de accionamiento al apretar y soltar el freno a igualdad de par de frenado.

Histéresis de los frenos: Diferencia de las fuerzas de aprieto al apretar y soltar a igualdad de par de frenado.

Fuerzas y pares

Fuerza de accionamiento F_a : Fuerza que se ejerce sobre el dispositivo de accionamiento.

Fuerza de aprieto F_s : Fuerza total, que a causa del rozamiento existente, realizan los frenos sobre la guarnición en los frenos de fricción.

Par de frenado: Producto de las fuerzas de rozamiento provocadas por la fuerza de aprieto, multiplicadas por la distancia entre los puntos de ataque de esas fuerzas y el eje de rotación.

Fuerza total de frenado F_f : Suma de las fuerzas de frenado que actúan sobre las superficies de contacto de todas las ruedas, originadas por la acción de la instalación

de frenos y que se oponen al movimiento o tendencia al movimiento del vehículo.

Distribución de la fuerza de frenado: indicación de la fuerza de frenado de cada eje en % de la fuerza total de frenado F_f , p.ej. 60% eje delantero, 40% eje trasero.

Valor característico del freno C^* : Relación entre la fuerza tangencial total y la fuerza de aprieto de un freno:

$$C^* = F_u / F_s$$

siendo F_u fuerza tangencial total y F_s fuerza de aprieto. Si en una zapata particular actúan distintas fuerzas de aprieto (siendo i el número de ellas), el valor medio de la fuerza de aprieto es

$$F_s = \sum F_{s_i}$$

Tiempos (ver diagrama)

Tiempo de reacción

Tiempo que transcurre desde la decisión de la aplicación hasta el comienzo del accionamiento del dispositivo de accionamiento (t_0).

Duración del movimiento del dispositivo de accionamiento:

Tiempo que transcurre desde el inicio del movimiento de la parte del dispositivo de accionamiento (t_0), sobre la que actúa la fuerza aplicada, hasta su posición final según sea la fuerza o la carrera del accionamiento. (Esto también vale para soltar el freno.)

Tiempo de respuesta $t_1 - t_0$:

Tiempo que transcurre desde el inicio del movimiento de la parte del dispositivo de accionamiento, en que actúa la fuerza aplicada, hasta que empieza a actuar la fuerza de frenado.

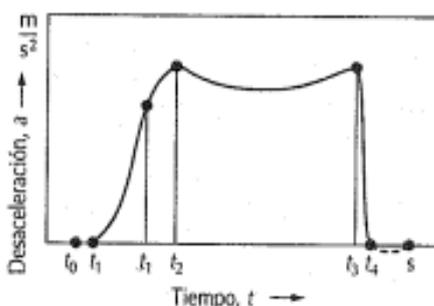
Tiempo umbral $t_1 - t_2$:

Tiempo que transcurre desde que empieza a actuar la fuerza de frenado, hasta alcanzarse un cierto valor (75 % del valor asintótico de la presión en el cilindro de la rueda, según 71/320 CEE Anexo III/ 2.4).

Tiempo de respuesta y tiempo umbral:

La suma del tiempo de respuesta y del tiempo umbral sirve para enjuiciar el comportamiento de la instalación de frenado respecto al tiempo, hasta que se consigue la plena acción de frenado.

Tiempos y desaceleración durante un frenado hasta la parada del vehículo



- anterior a t_0 : Tiempo de reacción
- t_0 : Comienzo de la aplicación de fuerza sobre la instalación de accionamiento
- t_1 : Comienzo de la desaceleración
- t_2 : Final del tiempo umbral
- t_2 : Desaceleración plenamente formada
- t_3 : Final de la desaceleración plena
- t_4 : Final del frenado (vehículo parado)
- $t_1 - t_0$: Tiempo de respuesta
- $t_1 - t_2$: Tiempo umbral
- $t_3 - t_2$: Intervalo "desaceleración plena promedio"
- $t_4 - t_1$: Tiempo de efecto de los frenos
- $t_4 - t_0$: Tiempo de frenado

Tiempo de frenado activo $t_4 - t_1$:

Tiempo que transcurre desde que empieza a actuar la fuerza de frenado, hasta su desaparición. Si el vehículo llega a detenerse con los frenos todavía accionados, el instante en que se detiene determina entonces el final del tiempo de actuación de los frenos.

Tiempo de suelta del freno:

Tiempo que transcurre desde el inicio del movimiento del dispositivo de accionamiento, para soltar el freno, hasta la desaparición de la fuerza de frenado.

Tiempo de frenado total $t_4 - t_0$:

Tiempo que transcurre desde el inicio del movimiento de la parte del dispositivo de accionamiento en que actúa la fuerza aplicada, hasta la desaparición de la fuerza de frenado. Si el vehículo llega a detenerse, actuando todavía el freno, el momento en que se detiene determina entonces el final del tiempo de frenado (Ver el diagrama de la página 615).

Trayecto de frenado s :

Camino que recorre un vehículo durante el tiempo de frenado total. Cuando el instante de la detención del vehículo determina el final del tiempo total de frenado, el camino recorrido hasta entonces se llama "Trayecto de frenado hasta el reposo".

Trabajo de frenado W :

Integral del producto de la fuerza de frenado instantánea F_f y del elemento de trayecto de frenado d_s a lo largo del trayecto de frenado s .

$$W = \int_0^s F_f \cdot d_s$$

Potencia de frenado instantánea P :

Producto de la fuerza total de frenado instantánea F_f por la velocidad v del vehículo.

$$P = F_f \cdot v$$

Desaceleración de frenado:

Disminución de la velocidad de marcha provocada por la instalación de frenos, por unidad de tiempo t . Se distingue entre:

Desaceleración instantánea: $a = dw/dt$

Desaceleración media: $a_{ms} = v_0^2 / (2 \cdot s_0)$

Valor medio de la desaceleración durante el trayecto de frenado, donde v_0 y s_0 se refieren al instante t_0 :

Desaceleración media a_{mt} durante un período de tiempo:

Deceleración entre dos instantes t_1 y t_2 del movimiento retardado. Se puede utilizar esta fórmula para determinar la acción de los frenos en las instalaciones de frenado continuo.

$$a_{mt} = (v_1 - v_2) / (t_2 - t_1)$$

Desaceleración completa media a_{mfc} :

Valor medio (a_{mfc}) de la desaceleración en un intervalo $t_3 - t_2$ de desaceleración completamente desarrollada:

$$a_{mfc} = \frac{1}{t_3 - t_2} \cdot \int_{t_2}^{t_3} (a \cdot dt)$$

Relación de frenado z :

Relación entre la fuerza total de frenado F_f y la fuerza del peso total estático G_s que descansa en el eje o los ejes del vehículo.

$$z = F_f / G_s$$

Prescripciones legales

Para la concesión del permiso de circulación de un vehículo, la prueba del equipo de frenos se puede realizar, en Alemania Federal, a elección del fabricante, según

- Las normas nacionales § 41 StVZO (Reglamento de autorización de tráfico) y sus disposiciones para las pruebas de los frenos.
- Las normas de la Comunidad Económica Europea CE-71 /320/CEE y las normas de adaptación y sus anexos.
- La normativa ECE 13 y 78 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas de Ginebra.

Las especificaciones § 41b StVZO referentes al empleo de sistemas de antibloqueo (ABS) son más estrictas que las de la Comunidad Europea. La normativa de la CEE 13 y las normas CE coinciden con pocas excepciones.

Equipo de frenos según § 41 StVZO, la normativa de la CEE, y las normas ECE 13 y 78 (Clasificación de los vehículos, pág. 679)

Vehículos de la clase L (menos de cuatro ruedas)

Las motos y los triciclos deben estar provistos de dos frenos independientes uno

618 Sistemas de frenos

Exigencias según la StVZO, la directiva CE 71/320 CEE y la normativa ECE 13

Clase de vehículo (clasificación pág. 679)	Turismos y KOM			Vehículos industriales			Vehículos con remolque			
	M ₁	M ₂	M ₃	N ₁	N ₂	N ₃	O ₁	O ₂	O ₃	O ₄
Instalación freno de servicio	Actuando sobre todas las ruedas, obligatoria la distribución en todos los ejes									
ABS según StVZO (v _{max} >60km/h)	-	+	+	-	+	+	-	-	+	+
ABS según dir.CE o ECE ⁽¹⁾ (v _{max} =25km/h)	-	+ ⁽²⁾	+ ⁽³⁾	-	+ ⁽⁴⁾	+ ⁽⁵⁾	-	-	+ ⁽⁶⁾	+
Tipo de ensayo O (desembragado)	Comportamiento del vehículo al frenar desde 30%-80% v _{max} y frenado activo									
Velocidad de ensayo km/h	80	60	60	80	60	60	-	60	60	60
Trayecto de frenado m	50,7	36,7	36,7	61,2	36,7	36,7	-	≥0,50		
Fórmula trayecto de frenado	0,1 v + $\frac{v^2}{150}$			0,15 v + $\frac{v^2}{130}$			Trailer z ≥ 0,45			
Desaceleración total media m/s ²	5,8			5,0			a ≤ 6,5 bar			
Fuerza de accionamiento ≤N	500			700						
Tipo de ensayo O (embragado)	Comportamiento del vehículo al frenar desde 30%-80% v _{max} y frenado activo									
Velocidad de ensayo v = 80% v _{max} pero ≤km/h	160	100	90	120	100	90	-	-	-	-
Trayecto de frenado m	212,9	111,6	91,8	157,1	111,6	91,8	-	-	-	-
Fórmula de trayecto de frenado	0,1 v + $\frac{v^2}{130}$			15 v + $\frac{v^2}{103,5}$						
Desaceleración total media ≥m/s ²	5,0			4,0						
Fuerza de accionamiento ≤N	500			700						
Tipo de ensayo I	Frenados repetidos, con 3 m/s ² , con carga y embragado									
v ₁ = 80% v _{max} pero ≤km/h	120	100	60	120	60	60	-	Frenado continuo, con carga		
v ₂ = 1/2 v ₁ n							-	40 km/h		
Número de ciclos de frenado s	15	15	20	15	20	20	-	7% pendiente		
Duración del ciclo de frenado	45	55	60	55	60	60	-	1,7 km		
Frenado activo en caliente al final del tipo de ensayo I	≤80% del frenado activo prescrito para el ensayo tipo O (desembragado) y ≥60% del frenado activo obtenido en el tipo de ensayo O (desembragado)						-	z ≤ 0,36 y z ≥ 60% del valor medido 40 km/h en el tipo de ensayo O		
Tipo de ensayo II	Energía equivalente a 30 km/h, 6% de desnivel y 6 km, con carga, motor embragado, freno continuo activado									
Ensayo de frenado activo en caliente al final del tipo de ensayo II	Medición como tipo de ensayo O (desembragado)						-	-	-	a 40 km/h
Fórmula del trayecto de frenado	M ₃ : 0,15 v + $\frac{1,33 v^2}{130}$			N ₃ : 0,15 v + $\frac{1,33 v^2}{115}$			-	-	-	
Trayecto de frenado m	-	-	45,8	-	-	50,6	-	-	-	
Desaceleración total media ≥m/s ²	-	-	3,75	-	-	3,3	-	-	-	z ≥ 0,33

(1) Fecha en (2) hasta (6) correspondiente a nuevos permisos de circulación. Los permisos de circulación antiguos pierden su validez dos años después. (2) A partir del 1.4.1998. (3) Antes del 1.4.1998 solo KOM > 12t para tráfico interurbano y de largo recorrido. (4) >7,5t a partir del 1.4.1998, = 7,5t a partir del 1.4.1999.

ANEXOS MATERIALES Y MÉTODOS

Anexo 12. AEADE. (2018). AEADE. Obtenido de <https://www.aeade.net/wp-content/uploads/2018/04/anuario%202017%20final%20web.pdf>.....60-62



Ventas anuales de vehículos por marca
En unidades / porcentaje de participación 2010-2017

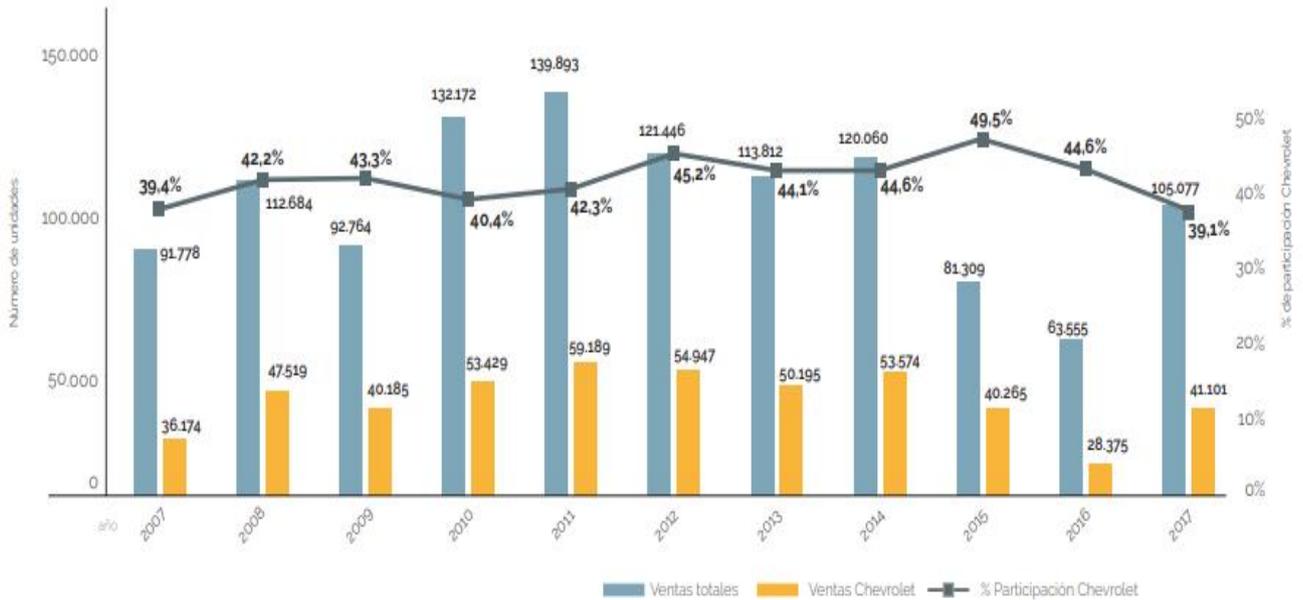
Marca	2010	%	2011	%	2012	%	2013	%	2014	%	2015	%	2016	%	2017	%
CHEVROLET	53.429	40,42%	59.189	42,31%	54.947	45,24%	50.195	44,10%	53.574	44,62%	40.265	49,52%	28.375	44,65%	41.101	39,12%
KIA	10.908	8,25%	11.965	8,55%	10.144	8,35%	12.300	10,81%	12.038	10,03%	7.647	9,40%	8.486	13,35%	18.223	17,34%
HYUNDAI	17.241	13,04%	14.879	10,64%	12.296	10,12%	9.629	8,46%	10.623	8,85%	5.678	6,98%	4.930	7,76%	9.443	8,99%
GREAT WALL	679	0,51%	2.085	1,49%	2.088	1,72%	1.688	1,48%	2.160	1,80%	2.445	3,01%	2.717	4,28%	6.792	6,46%
TOYOTA	8.722	6,60%	6.730	4,81%	6.840	5,63%	6.425	5,65%	6.476	5,39%	3.651	4,49%	2.951	4,64%	4.804	4,57%
NISSAN	9.407	7,12%	10.080	7,21%	7.051	5,81%	6.576	5,78%	6.019	5,01%	3.794	4,67%	2.474	3,89%	3.568	3,40%
HINO	3.831	2,90%	4.133	2,95%	3.625	2,98%	3.735	3,28%	4.578	3,81%	3.385	4,16%	2.150	3,38%	3.310	3,15%
FORD	4.080	3,09%	4.385	3,13%	4.254	3,50%	4.086	3,59%	4.164	3,47%	1.771	2,18%	1.644	2,59%	2.541	2,42%
MAZDA	8.589	6,50%	8.012	5,73%	5.120	4,22%	6.402	5,63%	6.916	5,76%	3.651	4,49%	2.546	4,01%	1.959	1,86%
RENAULT	5.126	3,88%	5.441	3,89%	2.707	2,23%	2.624	2,31%	2.587	2,15%	1.128	1,39%	1.747	2,75%	1.953	1,86%
VOLKSWAGEN	2.603	1,97%	3.590	2,57%	2.969	2,44%	1.846	1,62%	1.942	1,62%	1.105	1,36%	975	1,53%	1.889	1,80%
CHERY	490	0,37%	1.515	1,08%	1.854	1,53%	1.134	1,00%	1.117	0,93%	1.059	1,30%	878	1,38%	1.614	1,54%
JAC	406	0,31%	924	0,66%	1.086	0,89%	1.175	1,03%	1.314	1,09%	891	1,10%	322	0,51%	866	0,82%
CITROËN	115	0,09%	137	0,10%	178	0,15%	184	0,16%	453	0,38%	329	0,40%	189	0,30%	685	0,65%
MITSUBISHI	1.034	0,78%	993	0,70%	371	0,31%	454	0,40%	419	0,35%	256	0,31%	151	0,24%	492	0,47%
PEUGEOT	238	0,18%	349	0,25%	241	0,20%	162	0,14%	184	0,15%	146	0,18%	114	0,18%	481	0,46%
MERCEDES BENZ	451	0,34%	446	0,32%	327	0,27%	44	0,04%	335	0,28%	316	0,39%	215	0,34%	441	0,42%
FIAT	98	0,07%	68	0,05%	169	0,14%	508	0,45%	278	0,23%	236	0,29%	28	0,04%	356	0,34%
FAW	3	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	49	0,04%	206	0,25%	127	0,20%	329	0,31%
DFSK	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	765	0,64%	558	0,69%	321	0,51%	328	0,31%
BYD	138	0,10%	77	0,06%	140	0,12%	31	0,03%	299	0,25%	171	0,21%	168	0,26%	307	0,29%
FOTON	29	0,02%	20	0,01%	21	0,02%	48	0,04%	128	0,11%	76	0,09%	91	0,14%	291	0,28%
JEEP	71	0,05%	155	0,11%	237	0,20%	409	0,36%	443	0,37%	203	0,25%	152	0,24%	265	0,25%
LIFAN	189	0,14%	288	0,21%	300	0,25%	73	0,06%	25	0,02%	146	0,18%	55	0,09%	247	0,24%
AUDI	111	0,08%	131	0,09%	150	0,12%	150	0,13%	191	0,16%	182	0,22%	134	0,21%	188	0,18%
HONDA	198	0,15%	214	0,15%	216	0,18%	171	0,15%	147	0,12%	121	0,15%	205	0,32%	171	0,16%
DONGFENG	96	0,07%	163	0,12%	90	0,07%	140	0,12%	303	0,25%	216	0,27%	165	0,26%	168	0,16%
BMW	203	0,15%	212	0,15%	152	0,13%	149	0,13%	150	0,12%	114	0,14%	92	0,14%	148	0,14%
FUSO	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	151	0,19%	118	0,19%	129	0,12%
SKODA	745	0,56%	647	0,46%	551	0,45%	525	0,46%	261	0,22%	100	0,12%	57	0,09%	110	0,10%
KENWORTH	271	0,21%	353	0,25%	480	0,40%	492	0,43%	472	0,39%	179	0,22%	55	0,09%	77	0,07%
GOLDEN DRAGON	-	0,00%	65	0,05%	52	0,04%	41	0,04%	2	0,00%	117	0,14%	98	0,15%	74	0,07%
INTERNATIONAL	168	0,13%	234	0,17%	263	0,22%	161	0,14%	186	0,15%	192	0,24%	67	0,11%	70	0,07%
JMC	42	0,03%	107	0,08%	122	0,10%	241	0,21%	106	0,09%	121	0,15%	30	0,05%	59	0,06%
FREIGHTLINER	219	0,17%	249	0,18%	276	0,23%	341	0,30%	272	0,23%	96	0,12%	37	0,06%	37	0,04%
BEIBEN	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	52	0,04%	49	0,06%	5	0,01%	30	0,03%
UD TRUCKS	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	-	0,00%	86	0,07%	78	0,10%	29	0,05%	26	0,02%
YUTONG	-	0,00%	54	0,04%	49	0,04%	36	0,03%	48	0,04%	46	0,06%	3	0,00%	20	0,02%
MACK	171	0,13%	199	0,14%	389	0,32%	227	0,20%	100	0,08%	63	0,08%	17	0,03%	18	0,02%
Otras	2.071	1,57%	1.814	1,30%	1.691	1,39%	1.410	1,24%	798	0,66%	371	0,46%	637	1,00%	1.467	1,40%
Total	132.172	100%	139.893	100%	121.446	100%	113.812	100%	120.060	100%	81.309	100%	63.555	100%	105.077	100%

Ventas anuales de Chevrolet
2007-2017

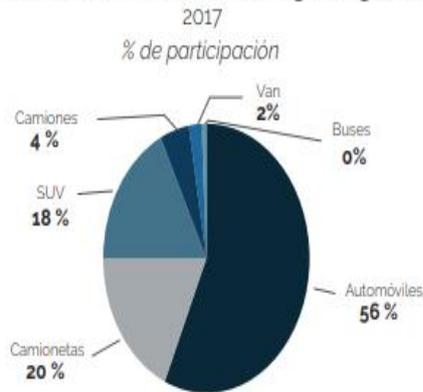
Unidades / Porcentaje de participación



CHEVROLET



Ventas de vehículos Chevrolet por segmento

Ventas de vehículos Chevrolet por provincia
En unidades, 2016-2017

Provincia	2016	2017
Pichincha	9.921	15.689
Guayas	9.413	12.894
Azuay	1.776	2.748
Manabi	1.601	2.389
Tungurahua	1.243	1.649
Otras	4.421	5.732
Total	28.375	41.101

Principales modelos Chevrolet vendidos
En unidades, 2016-2017

Modelo	2016	2017
AVEO FAMILY 15L STD	4.050	6.629
NUEVO SAIL	-	6.060
D-MAX CRDI STD 3.0 CD 4x2 TM DIESEL	2.239	3.090
SPARK GT 5P A/C 1.2L TM FULL	562	2.737
AVEO EMOTION 1.6L 4P GLS	4.262	2.637

Anexo 13. TRANSCOMERC. (24 de Enero de 2023). Obtenido de <https://www.edicioneslegales-informacionadicional.com/webmaster/directorio/SIE-%20TRANSCOMERC-23-01.pdf>



Resolución No. 026-DIR-2022-ANT, emitida por la Agencia Nacional de Regulación y Control del Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial: Siempre atentos a las necesidades de nuestros suscriptores y considerando la importancia que tiene la norma en referencia, remitimos a usted su texto completo:

"Considerando:

Que, el artículo 52 de la Constitución de la República del Ecuador, establece: *"Las personas tienen derecho a disponer de bienes y servicios de óptima calidad y a elegirlos con libertad, así como a una información precisa y no engañosa sobre su contenido y características (...)*

Que, el artículo 66, numerales 25 y 27, de la Constitución de la República señala: *"25. El derecho a acceder a bienes y servicios públicos y privados de calidad, con eficiencia, eficacia y buen trato, así como a recibir información adecuada y veraz sobre su contenido y características;(...) 27. El derecho a vivir en un ambiente sano, ecológicamente equilibrado, libre de todo tipo de contaminación y en armonía con la naturaleza. (...)*

Que, el artículo 226 de la Constitución de la República, establece: *"Las instituciones del Estado, sus organismos; dependencias, las servidoras o servidores públicos y las personas que actúen en virtud de una potestad estatal ejercerán solamente las competencias y facultades que les sean atribuidas en la Constitución.*

Que, el artículo 227 de la Constitución de la República, señala: *"¿2 administración pública constituye un servicio a la colectividad que se rige por los principios de eficacia, eficiencia, calidad, jerarquía, desconcentración, descentralización, coordinación, participación, planificación, transparencia y evaluación.*

Que, el artículo 394 de la Constitución de la República del Ecuador, dispone: *"El Estado garantizará la libertad de transporte terrestre, aéreo, marítimo y fluvial dentro del territorio nacional,*

sin privilegios de ninguna naturaleza. La promoción del transporte público masivo y la adopción de una política de tarifas diferenciales de transporte serán prioritarias. El estado regulará el transporte terrestre, aéreo y acuático y las actividades aeroportuarias y portuarias.”;

Que, el artículo 16 de la Ley Orgánica de Transporte Terrestre Tránsito y Seguridad Vial, establece:
“La Agencia Nacional de Regulación y Control del Transporte, Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial es el ente encargado de la regulación (y) planificación del transporte terrestre, tránsito y seguridad vial en el territorio nacional, dentro del ámbito de sus competencias, con sujeción a las políticas emanadas del Ministerio del sector. (...)

Que, el numeral 2 del artículo 20 de la Ley Orgánica de Transporte Terrestre. Tránsito y Seguridad Vial, dispone que, entre las funciones y atribuciones del Directorio de la Agencia Nacional de Regulación y Control del Transporte Terrestre. Tránsito y Seguridad Vial se encuentra
“(...)2. Establecer las regulaciones de carácter nacional en materia de transporte terrestre, tránsito y seguridad vial, controlar y auditar en el ámbito de sus competencias cumplimiento por parte de los Gobiernos Autónomos Descentralizados de acuerdo al Reglamento que se expida para la presente Ley. (...)

Que, el artículo 21 de la Ley Orgánica de Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial, indica
“El Directorio emitirá sus pronunciamientos mediante resoluciones motivadas, las mismas que serán publicadas en el Registro Oficial.

Que, en el artículo 29 de la Ley Orgánica de Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial, determina entre las funciones y atribuciones del Director Ejecutivo de la Agencia Nacional de Tránsito, las siguientes: *“(...) 4. Elaborar regulaciones y normas técnicas para la aplicación de la presente Ley y su Reglamento y, someterlos a la aprobación del Directorio de la Agencia Nacional de Regulación y Control del Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial.”;*

Que, la Disposición Transitoria Septuagésima Quinta de la Ley Orgánica de Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial, dispone *“En razón de la afectación económica ocasionada por la pandemia del COVID19, por esta sola ocasión, ampliase la vida útil por cinco (5) años a todos los vehículos pertenecientes al servicio de transporte público y comercial cuya fecha de vencimiento estaba dentro del año 2020 y cuatro (4) años a aquellos cuya fecha de vencimiento estaba dentro del año 2021;*

Las entidades de regulación, planificación y control de tránsito dentro de su circunscripción territorial y en el ámbito de su competencia, sea individualmente o de manera coordinada vigilarán las condiciones de seguridad, opacidad, entre otros factores con la finalidad de evitar riesgos en contra de la vida y la salud de los usuarios. Estos vehículos para su circulación

están obligados a cumplir el proceso de Revisión Técnica Vehicular en cualquiera de los centros autorizados a nivel nacional para el efecto.

Que, el artículo 109 de Reglamento General para la Aplicación de la Ley Orgánica de Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial, dispone *"(...) El cuadro de vida útil será revisado periódicamente, conforme a los avances de innovación tecnológica vigente.*

Que, la Resolución No. 082-DIR-2015-ANT, de 18 de noviembre de 2015, que contiene la *"Reforma al Reglamento relativo a los procesos de la revisión de los vehículos a motor "* en su artículo 4 indica *"Incluyase a continuación del art. 64 el siguiente "art 64.1 Para la prestación del servicio de transporte terrestre público y comercial a excepción de carga pesada, se observará lo dispuesto en la normativa vigente y se considera el siguiente Cuadro de Vida Útil (...)*

Que, el artículo I de la Resolución No. 053-DIR-2020-ANT, de 27 de julio de 2020 *"Expedir la actualización del cuadro de vida útil en la modalidad de Taxi (convencional y ejecutivo)", establece "Las unidades vehiculares de transporte terrestre en la modalidad de taxi convencional y ejecutivo, previo a la obtención del respectivo título habilitante, se regirán al siguiente detalle del Cuadro Operativo de la Vida Operativa Promedio (...)*

Que, el artículo I de la Resolución No. 081-DIR-ANT-2020, de 16 de diciembre de 2020, PRORROGAR PARA LA RENOVACIÓN DE LAS UNIDADES VEHICULARES FUERA DEL CUADRO DE VIDA ÚTIL, indica *"Las unidades vehiculares de transporte terrestre que a la fecha se encuentren destinados a prestar el servicio de transporte terrestre en cualquiera de sus modalidades y las que pertenecen a las escuelas de conducción profesionales y no profesionales que hayan cumplido su vida útil o años de antigüedad, seguirán operando por dos años más y durante este periodo, podrán realizar todos los trámites inherentes al Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial, en los organismos competentes a nivel nacional.*

Que, el artículo 2 de la Resolución No. 081-DIR-ANT-2020 de 16 de diciembre de 2020, dispone *"Las unidades vehículos que se encuentren autorizados en compañías de renta, arrendamiento o alquiler de vehículos y que estén fuera del cumplimiento de los años de antigüedad (5 años), seguirán operando por dos años más.*

en el ámbito de sus competencias, ejecutarán las acciones necesarias para su efectivo cumplimiento.

SEGUNDA. -Una vez cumplido los dos (2) años establecidos en el artículo 1 de la Resolución No. 081-DIR-ANT-2020 de 16 de diciembre de 2020, que contiene la prórroga para la renovación de las unidades vehiculares fuera del cuadro de vida útil, la misma quedará derogada y sin efecto.

TERCERA. - Una vez cumplido los cinco (5) años establecidos en el artículo 1 de la Resolución No. 001-DIR-ANT-2021, de 29 de enero de 2021 sobre la prórroga de cinco (5) años de vida útil y características de los tipos de vehículos autorizados para brindar el servicio de taxi convencional, la misma quedará derogada y sin efecto.

CUARTA. - Una vez cumplido los cinco (5) años establecidos en el artículo 1 de la Resolución No. 067-DIR-2021-ANT, de 20 de mayo de 2021, que contiene la prórroga de cinco (5) años de vida útil para los vehículos autorizados para prestar el servicio de transporte comercial escolar e institucional, la misma quedará derogada y sin efecto.

QUINTA. - En los casos de las unidades del transporte público y comercial que se acogieron a las prórrogas dispuestas en las Resoluciones No. 081-DIR-ANT-2020 de 16 de diciembre de 2020; Resolución No. 001-DIR-ANT-2021 de 29 de enero de 2021; y, No. 067-DIR-2021-ANT de 20 de mayo de 2021, deberán cumplir la vida útil establecidas en las Resoluciones No. 082-DIR-2015-ANT de 18 de noviembre de 2015; y, No. 053-DIR-2020-ANT de 27 de julio de 2020, una vez cumplida los plazos señalados en las mismas, quedarán derogadas.

SEXTA. - Todos los vehículos que se acojan a lo dispuesto en el artículo 1 de la presente Resolución una vez que cumplan con los años de vida útil y su ampliación, deberán acogerse a lo señalado en las Resoluciones No. 082-DIR-2015-ANT de 18 de noviembre de 2015; relativo a los procesos de la revisión a vehículos a motor; y, No. 053-DIR-2020-ANT de 27 de julio de 2020, que contiene la actualización del cuadro de vida útil en la modalidad de taxi (convencional y ejecutivo).

SÉPTIMA. - De manera excepcional y por una sola vez, las unidades vehiculares de tricimotos de la ciudad de Huaquillas, cuya fecha de años de vida útil feneció en el mes de diciembre de 2022, tendrán un plazo adicional hasta el 30 junio de 2023 esto con la finalidad de que dichas unidades vehiculares sean renovadas de acuerdo a la normativa vigente, v

DISPOSICIONES FINALES

PRIMERA. - Encárguese del cumplimiento de la presente Resolución a la Dirección de Títulos Habilitantes, Dirección de Control Técnico Sectorial, Dirección de Secretaría General y a las Direcciones Provinciales de la Agencia Nacional de Tránsito, en el ámbito de sus atribuciones estatutarias.

SEGUNDA.- Dispóngase a la Dirección de Secretaría General de la Agencia Nacional de Tránsito, la

notificación de la presente Resolución a las Direcciones Nacionales y Provinciales de la ANT y por su intermedio a los Gobiernos Autónomos Descentralizados Metropolitanos Municipales y Mancomunidades, así como también a los entes competentes de control de tránsito a nivel nacional: Dirección Nacional de Control de Tránsito y Seguridad Vial de la Policía Nacional, Comisión de Tránsito del Ecuador -CTE, Agentes Civiles de Tránsito de los GAD competentes; y, al Consejo Nacional de Competencias (CNC).

TERCERA. - Dispóngase a la Dirección de Comunicación Social de la Agencia Nacional de Tránsito, la socialización y comunicación de la presente Resolución por los medios masivos que considere pertinente, a fin de que los usuarios internos y externos conozcan el contenido de la misma.

CUARTA. - La presente Resolución entrará en vigencia a partir de su expedición, sin perjuicio de su publicación en el Registro Oficial.

Dado y firmado en el Distrito Metropolitano de Quito a los 02 días de diciembre de 2022, en la Sala de Sesiones del Directorio de la Agencia Nacional de Regulación y Control de Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial, en su Quinto Sesión Ordinaria de Directorio.

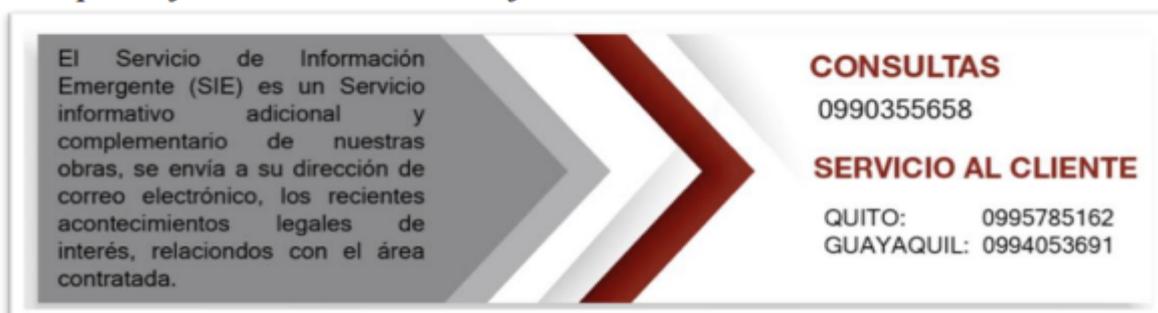
Mgs. Silvia Pamela Mendieta Molina

**SUBSECRETARIA DE TRANSPORTE TERRESTRE Y FERROVIARIO
PRESIDENTE DEL DIRECTORIO DE LA AGENCIA NACIONAL DE REGULACIÓN Y
CONTROL DEL TRANSPORTE TERRESTRE, TRÁNSITO Y SEGURIDAD VIAL**

Muy Atentamente,

EDICIONES LEGALES EDLE S.A.

La respuesta justa a su necesidad de información



El Servicio de Información Emergente (SIE) es un Servicio informativo adicional y complementario de nuestras obras, se envía a su dirección de correo electrónico, los recientes acontecimientos legales de interés, relacionados con el área contratada.

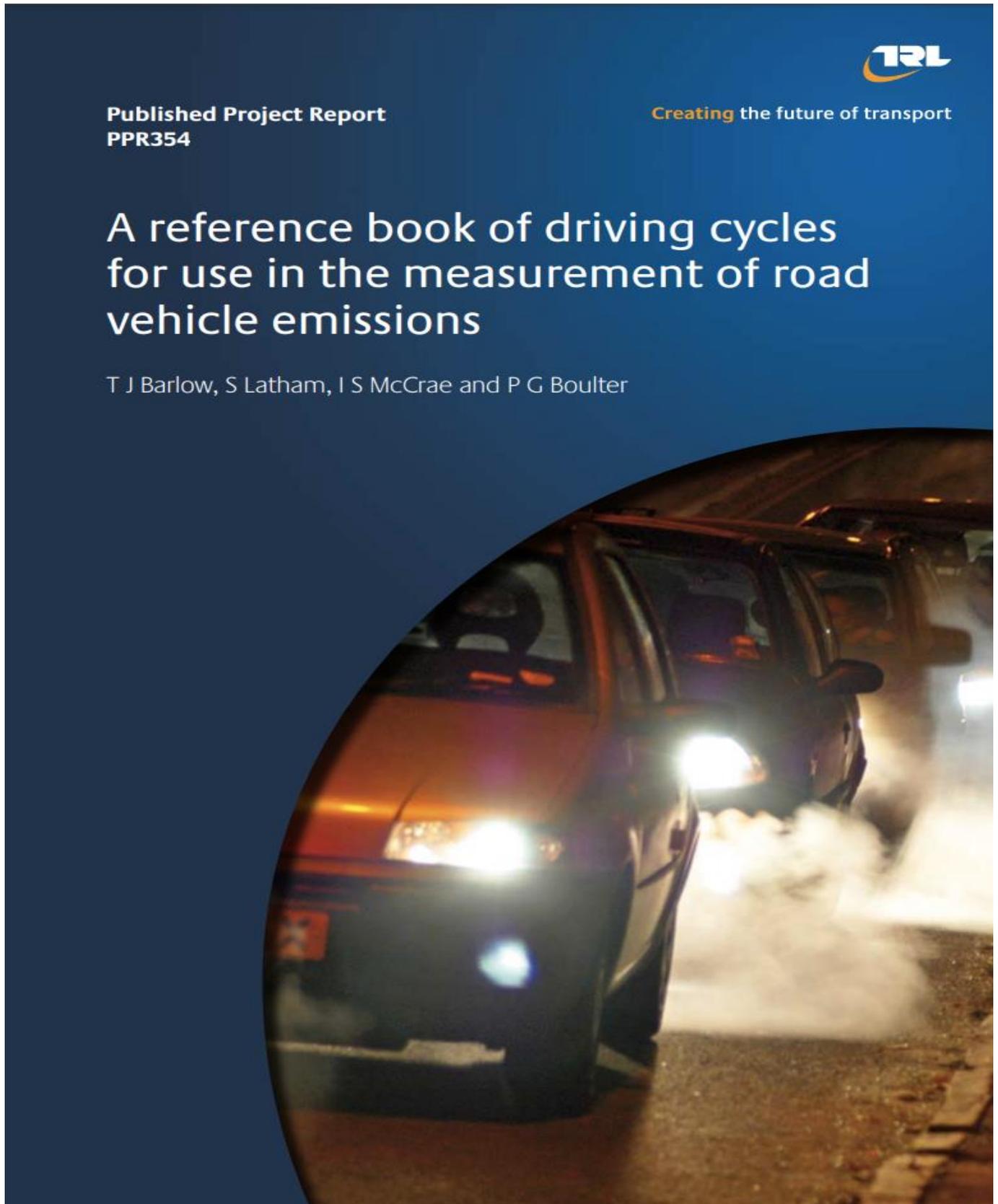
CONSULTAS
0990355658

SERVICIO AL CLIENTE
QUITO: 0995785162
GUAYAQUIL: 0994053691



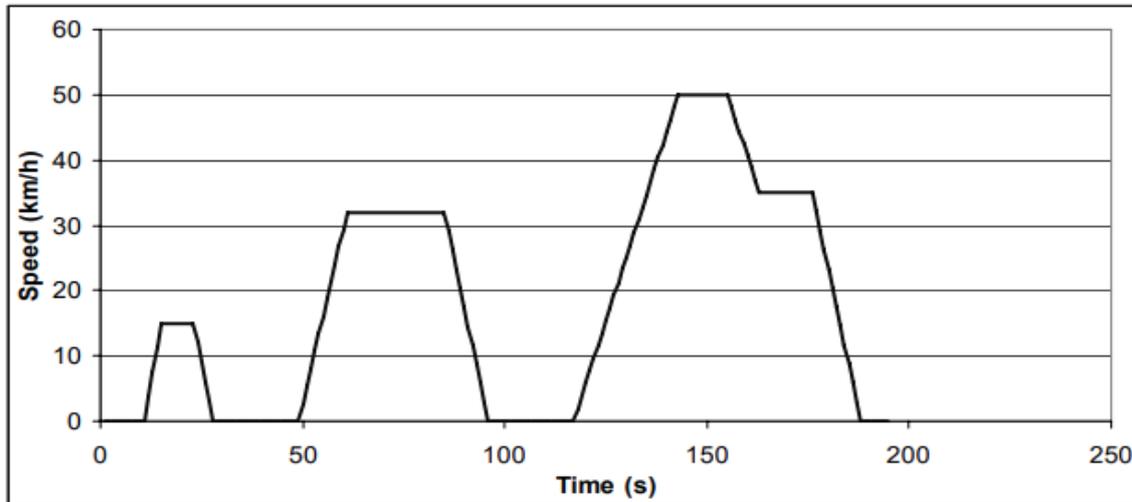
fielweb+plus OMINIUM CASOS+plus OMINIUM DATA

Anexo 14. *A reference book of driving cycles* . (2009). Obtenido de <https://assets.publishing.service.gov.uk/media/5a7984f440f0b642860d8c2d/ppr-354.pdf>.....21-32



Cycle No: 1

Cycle name: ECE 15
Alternative name:
Test programme: EU legislative cycles
Additional info: Elementary ECE 15 cycle
Vehicle category: Cars

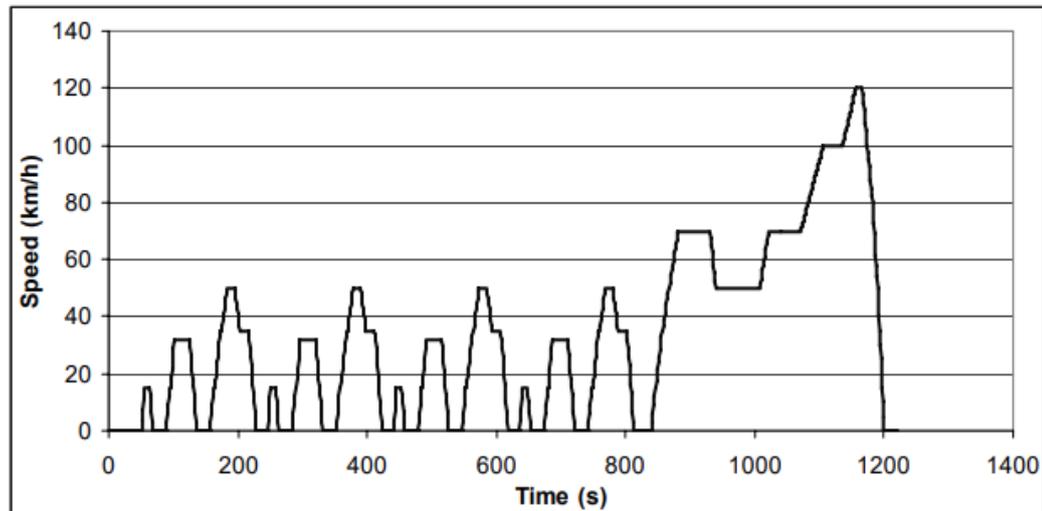


ART.KINEMA parameters

Total distance	994.6 m	Average negative acceleration	-0.393 m/s ²
Total time	195 s	Standard deviation of accel.	0.473 m/s ²
Driving time	150 s	Standard dev. of positive accel.	0.285 m/s ²
Drive time	49 s	Accel: 75th - 25th percentile	0.254 m/s ²
Drive time spent accelerating	53 s	Number of accelerations	3
Drive time spent decelerating	48 s	Accelerations per km	3.016 /km
Time spent braking	40 s	Number of stops	4
Standing time	45 s	Stops per km	4.02 /km
% of time driving	76.92 %	Average stop duration	11.25 s
% of cruising	25.13 %	Average distance between stops	248.65 m
% of time accelerating	27.18 %	Relative positive acceleration	0.147 m/s ²
% of time decelerating	24.62 %	Positive kinetic energy	3.812 m/s ²
% of time braking	20.51 %	Relative positive speed	0.521
% of time standing	23.08 %	Relative real speed	0.763
Average speed (trip)	18.4 km/h	Relative square speed	9.436 m/s
Average driving speed	23.87 km/h	Relative positive square speed	4.925 m/s
Standard deviation of speed	15.58 km/h	Relative real square speed	7.378 m/s
Speed: 75th - 25th percentile	32.01 km/h	Relative cubic speed	99.60 m ² /s ²
Maximum speed	50.07 km/h	Relative positive cubic speed	52.09 m ² /s ²
Average acceleration	0.000 m/s ²	Relative real cubic speed	78.72 m ² /s ²
Average positive acceleration	0.348 m/s ²	Root mean square of acceleration	0.183 m/s ²

Cycle No: 4

Cycle name: ECE 15 + EUDC
Alternative name: MVEG-A cycle
Test programme: EU legislative cycles
Additional info: Includes 40 second idle period at start
Vehicle category: Cars

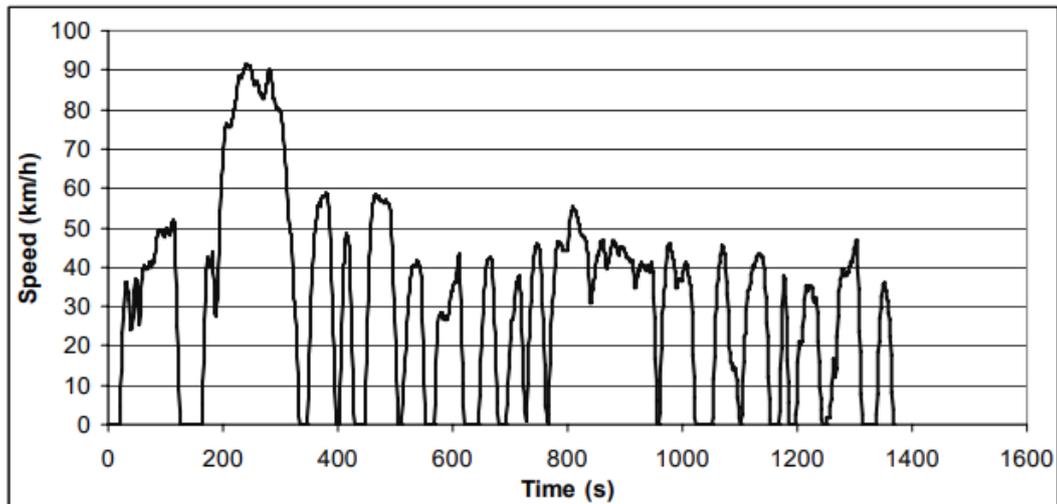


ART.KINEMA parameters

Total distance	11016.63 m	Average negative acceleration	-0.400 m/s ²
Total time	1220 s	Standard deviation of accel.	0.441 m/s ²
Driving time	965 s	Standard dev. of positive accel.	0.260 m/s ²
Drive time	393 s	Accel: 75th - 25th percentile	0.193 m/s ²
Drive time spent accelerating	331 s	Number of accelerations	16
Drive time spent decelerating	241 s	Accelerations per km	1.452 /km
Time spent braking	201 s	Number of stops	14
Standing time	255 s	Stops per km	1.27 /km
% of time driving	79.10 %	Average stop duration	18.21 s
% of cruising	32.21 %	Average distance between stops	786.9 m
% of time accelerating	27.13 %	Relative positive acceleration	0.1122 m/s ²
% of time decelerating	19.75 %	Positive kinetic energy	2.909 m/s ²
% of time braking	16.48 %	Relative positive speed	0.446
% of time standing	20.90 %	Relative real speed	0.840
Average speed (trip)	32.5 km/h	Relative square speed	17.223 m/s
Average driving speed	41.1 km/h	Relative positive square speed	7.711 m/s
Standard deviation of speed	29.33 km/h	Relative real square speed	14.771 m/s
Speed: 75th - 25th percentile	49.54 km/h	Relative cubic speed	361.85 m ² /s ²
Maximum speed	120.09 km/h	Relative positive cubic speed	167.97 m ² /s ²
Average acceleration	0.000 m/s ²	Relative real cubic speed	311.37 m ² /s ²
Average positive acceleration	0.324 m/s ²	Root mean square of acceleration	0.131 m/s ²

Cycle No: 11

Cycle name: FTP-72
Alternative name: LA-4 cycle, A10 (Sweden), ADR 27 (Australia)
Test programme: US cycles
Additional info: Urban Dynamometer Driving Schedule (UDDS)
Vehicle category: Cars

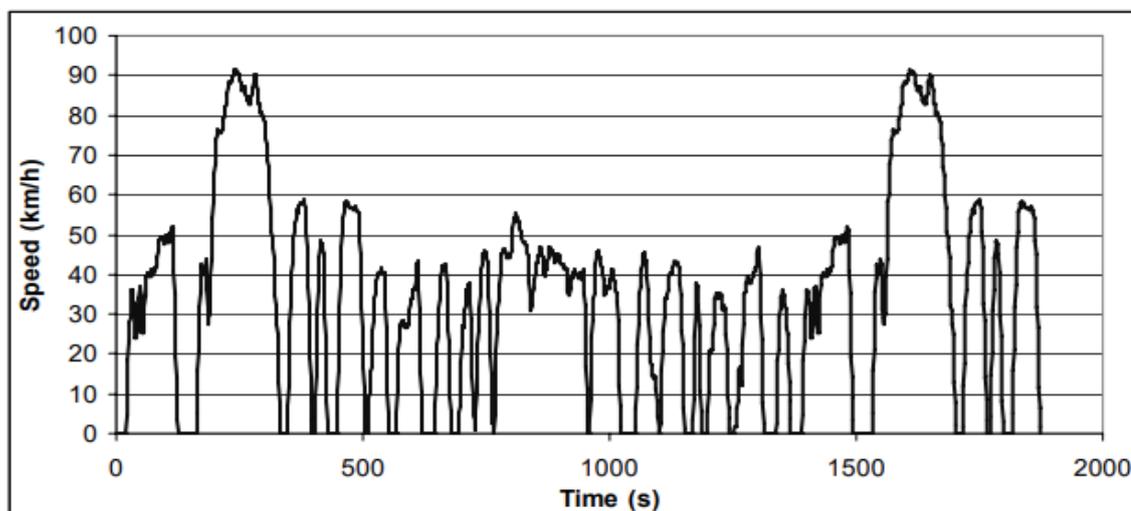


ART.KINEMA parameters

Total distance	11996.85 m	Average negative acceleration	-0.464 m/s ²
Total time	1369 s	Standard deviation of accel.	0.637 m/s ²
Driving time	1180 s	Standard dev. of positive accel.	0.421 m/s ²
Drive time	247 s	Accel: 75th - 25th percentile	0.363 m/s ²
Drive time spent accelerating	506 s	Number of accelerations	48
Drive time spent decelerating	427 s	Accelerations per km	4.001 /km
Time spent braking	271 s	Number of stops	14
Standing time	189 s	Stops per km	1.17 /km
% of time driving	86.19 %	Average stop duration	13.5 s
% of cruising	18.04 %	Average distance between stops	856.92 m
% of time accelerating	36.96 %	Relative positive acceleration	0.1652 m/s ²
% of time decelerating	31.19 %	Positive kinetic energy	4.307 m/s ²
% of time braking	19.80 %	Relative positive speed	0.505
% of time standing	13.81 %	Relative real speed	0.823
Average speed (trip)	31.6 km/h	Relative square speed	13.660 m/s
Average driving speed	36.6 km/h	Relative positive square speed	6.658 m/s
Standard deviation of speed	21.46 km/h	Relative real square speed	11.677 m/s
Speed: 75th - 25th percentile	34.92 km/h	Relative cubic speed	218.99 m ² /s ²
Maximum speed	91.15 km/h	Relative positive cubic speed	103.54 m ² /s ²
Average acceleration	0.000 m/s ²	Relative real cubic speed	192.32 m ² /s ²
Average positive acceleration	0.429 m/s ²	Root mean square of acceleration	0.200 m/s ²

Cycle No: 12

Cycle name: FTP-75
Alternative name: ADR 37 (Australia)
Test programme: US cycles
Additional info:
Vehicle category: Cars

**ART.KINEMA parameters**

Total distance	17786.59 m	Average negative acceleration	-0.457 m/s ²
Total time	1874 s	Standard deviation of accel.	0.629 m/s ²
Driving time	1633 s	Standard dev. of positive accel.	0.423 m/s ²
Drive time	376 s	Accel: 75th - 25th percentile	0.358 m/s ²
Drive time spent accelerating	683 s	Number of accelerations	61
Drive time spent decelerating	574 s	Accelerations per km	3.430 /km
Time spent braking	383 s	Number of stops	16
Standing time	241 s	Stops per km	0.9 /km
% of time driving	87.14 %	Average stop duration	15.06 s
% of cruising	20.06 %	Average distance between stops	1111.66 m
% of time accelerating	36.45 %	Relative positive acceleration	0.1613 m/s ²
% of time decelerating	30.63 %	Positive kinetic energy	4.197 m/s ²
% of time braking	20.44 %	Relative positive speed	0.505
% of time standing	12.86 %	Relative real speed	0.816
Average speed (trip)	34.2 km/h	Relative square speed	14.804 m/s
Average driving speed	39.21 km/h	Relative positive square speed	7.195 m/s
Standard deviation of speed	23.51 km/h	Relative real square speed	12.575 m/s
Speed: 75th - 25th percentile	37.49 km/h	Relative cubic speed	255.41 m ² /s ²
Maximum speed	91.09 km/h	Relative positive cubic speed	119.95 m ² /s ²
Average acceleration	0.000 m/s ²	Relative real cubic speed	222.94 m ² /s ²
Average positive acceleration	0.420 m/s ²	Root mean square of acceleration	0.190 m/s ²

Anexo 15. *Code of Federal Regulations.* (20 de mayo de 2024). Obtenido de <https://www.ecfr.gov/current/title-49/subtitle-B/chapter-V/part-571#571.135>



Code of Federal Regulations

A point in time eCFR system



Title 49

Displaying title 49, up to date as of 5/24/2024. Title 49 was last amended 5/24/2024. [view historical versions](#)

There are Federal Register documents that will modify this content. See the 'Cross Reference' blocks in the text of this content for more information.

Title 49 / Subtitle B / Chapter V / Part 571 [Previous](#) / [Next](#) / [Top](#)

ECFR CONTENT

- Table of Contents
- Details
- Print/PDF
- Display Options
- Subscribe
- Timeline
- Go to Date
- Compare Dates
- Published Edition
- Developer Tools

ENHANCED CONTENT

[View table of contents for this page.](#)

PART 571—FEDERAL MOTOR VEHICLE SAFETY STANDARDS

Authority: 49 U.S.C. 322, 30111, 30115, 30117, and 30166; delegation of authority at 49 CFR 1.95.

EDITORIAL NOTE

Editorial Note: Nomenclature changes to part 571 appear at 69 FR 18803, Apr. 9, 2004.

Subpart A—General

§ 571.1 Scope.

This part contains the Federal Motor Vehicle Safety Standards for motor vehicles and motor vehicle equipment established under section 103 of the National Traffic and Motor Vehicle Safety Act of 1966 (80 Stat. 718).

[33 FR 19703, Dec. 25, 1968. Redesignated at 35 FR 5118, Mar. 26, 1970]

§ 571.3 Definitions.

- (a) **Statutory definitions.** All terms defined in section 102 of the Act are used in their statutory meaning.
- (b) **Other definitions.** As used in this chapter—

Table of Contents

Details

Print/PDF

Display Options

Subscribe

Timeline

Go to Date

Compare Dates

Published Edition

Developer Tools

§ 571.135 Standard No. 135; Light vehicle brake systems.

- S1. **Scope.** This standard specifies requirements for service brake and associated parking brake systems.
- S2. **Purpose.** The purpose of this standard is to ensure safe braking performance under normal and emergency driving conditions.
- S3. **Application.** This standard applies to passenger cars manufactured on or after September 1, 2000 and to multi-purpose passenger vehicles, trucks and buses with a gross vehicle weight rating (GVWR) of 3,500 kilograms (7,716 pounds) or less, manufactured on or after September 1, 2002. In addition, at the option of the manufacturer, passenger cars manufactured before September 1, 2000, and multi-purpose passenger vehicles, trucks and buses with a GVWR of 3,500 kilograms (7,716 pounds) or less, manufactured before September 1, 2002, may meet the requirements of this standard instead of Federal Motor Vehicle No. 105, Hydraulic Brake Systems.

S4. **Definitions.**

Adhesion utilization curves means curves showing, for specified load conditions, the adhesion utilized by each axle of a vehicle plotted against the braking ratio of the vehicle.

Antilock brake system or ABS means a portion of a service brake system that automatically controls the degree of rotational wheel slip during braking by:

- (1) Sensing the rate of angular rotation of the wheels;
- (2) Transmitting signals regarding the rate of wheel angular rotation to one or more controlling devices which interpret those signals and generate responsive controlling output signals; and
- (3) Transmitting those controlling signals to one or more modulator devices which adjust brake actuating forces in response to those signals.

Backup system means a portion of a service brake system, such as a pump, that automatically supplies energy in the event of a primary brake power source failure.

Brake factor means the slope of the linear least squares regression equation best representing the measured torque output of a brake as a function of the measured applied line pressure during a given brake application for which no wheel lockup occurs.

Brake hold-off pressure means the maximum applied line pressure for which no brake torque is developed, as predicted by the pressure axis intercept of the linear least squares regression equation best representing the measured torque output of a brake as a function of the measured applied line pressure during a given brake application.

Brake power assist unit means a device installed in a hydraulic brake system that reduces the amount of muscular force that a driver must apply to actuate the system, and that, if inoperative, does not prevent the driver from braking the vehicle by a continued application of muscular force on the service brake control.

Brake power unit means a device installed in a brake system that provides the energy required to actuate the brakes, either directly or indirectly through an auxiliary device, with driver action consisting only of modulating the energy application level.

Braking ratio means the deceleration of the vehicle divided by the gravitational acceleration constant.

master cylinder or brake pedal and reservoir cover, seal, and inlet openings.

S6. General test conditions. Each vehicle must meet the performance requirements specified in S7 under the following test conditions and in accordance with the test procedures and test sequence specified. Where a range of conditions is specified, the vehicle must meet the requirements at all points within the range.

S6.1. Ambient conditions.

S6.1.1. Ambient temperature. The ambient temperature is any temperature between 0 °C (32 °F) and 40 °C (104 °F).

S6.1.2. Wind speed. The wind speed is not greater than 5 m/s (11.2 mph).

S6.2. Road test surface.

S6.2.1. Pavement friction. Unless otherwise specified, the road test surface produces a peak friction coefficient (PFC) of 1.02 when measured using an ASTM F2493 standard reference test tire, in accordance with ASTM E1337-19 (incorporated by reference, see § 571.5), at a speed of 64.4 km/h (40 mph), without water delivery.

S6.2.2. Gradient. Except for the parking brake gradient holding test, the test surface has no more than a 1% gradient in the direction of testing and no more than a 2% gradient perpendicular to the direction of testing.

S6.2.3. Lane width. Road tests are conducted on a test lane 3.5 m (11.5 ft) wide.

S6.3. Vehicle conditions.

S6.3.1. Vehicle weight.

S6.3.1.1. For the tests at GVWR, the vehicle is loaded to its GVWR such that the weight on each axle as measured at the tire-ground interface is in proportion to its GAWR, with the fuel tank filled to 100% of capacity. However, if the weight on any axle of a vehicle at LLVW exceeds the axle's proportional share of the GVWR, the load required to reach GVWR is placed so that the weight on that axle remains the same as at LLVW.

S6.3.1.2. For the test at LLVW, the vehicle is loaded to its LLVW such that the added weight is distributed in the front passenger seat area.

S6.3.2. Fuel tank loading. The fuel tank is filled to 100% of capacity at the beginning of testing and may not be less than 75% of capacity during any part of the testing.

S6.3.3. Lining preparation. At the beginning of preparation for the road tests, the brakes of the vehicle are in the same condition as when the vehicle was manufactured. No burnishing or other special preparation is allowed, unless all vehicles sold to the public are similarly prepared as a part of the manufacturing process.

S6.3.4. Adjustments and repairs. These requirements must be met without replacing any brake system parts or making any adjustments to the brake system except as specified in this standard. Where brake adjustments are specified (S7.1.3), adjust the brakes, including the parking brakes, in accordance with the manufacturer's recommendation. No brake adjustments are allowed during or between subsequent tests in the test sequence.

Anexo 16. Pastillas de Carbón.



Anexo 17. Pastillas Semimetálicas



Anexo 18. Pastillas Cerámicas



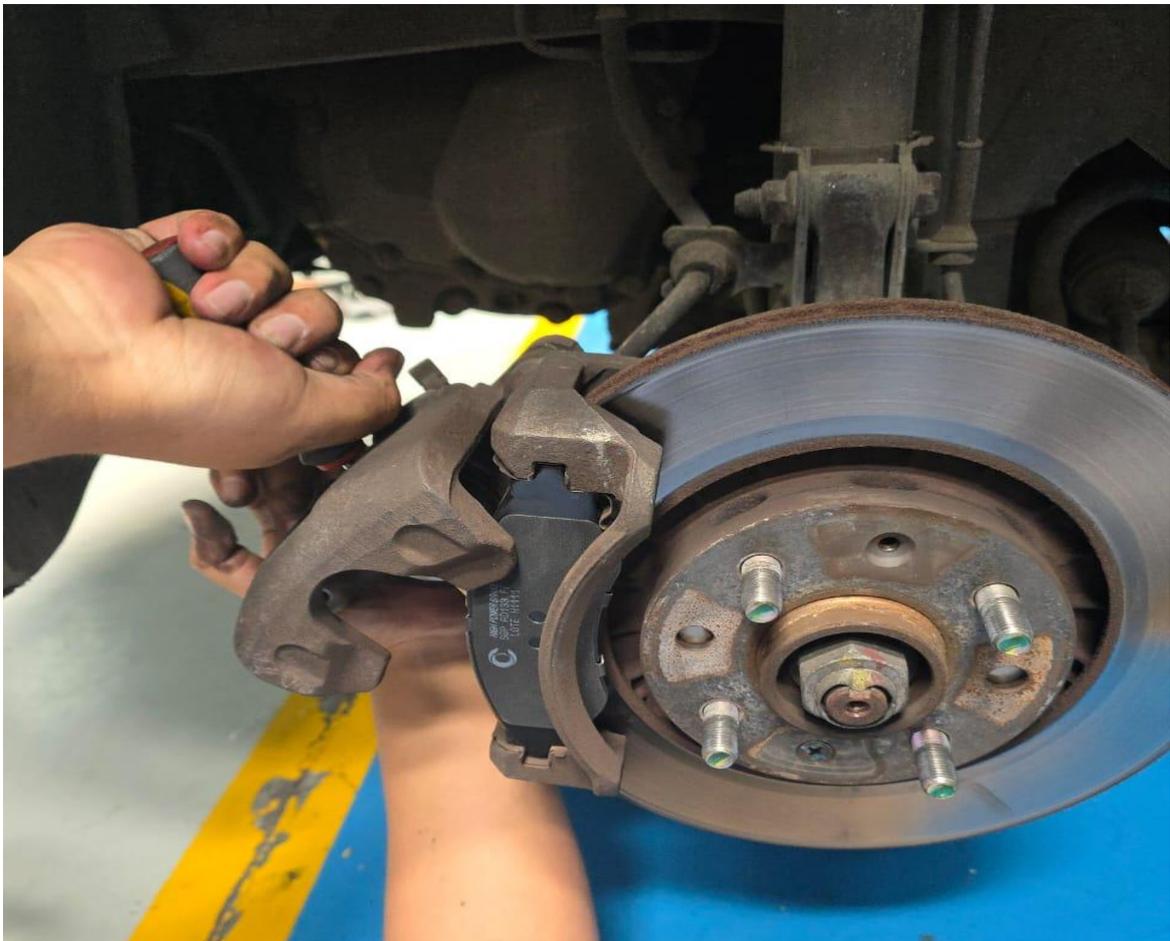
Anexo 19. Cámara Termográfica FLIR ONE



Anexo 20. Respaldo Fotográfico del Procedimiento









ANEXOS RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Anexo 21. Datos Pastilla de Carbón

PRUEBA PASTILLA DE CARBON 60 KM/H												
											Promedio	
			15 s		45 s		75 s		105 s			
Temperatura Ambiente	Elemento	CARBON	T Inicial	T final	Prome Inicial	Prome Final						
20 °C	Pastilla		75,8	78,5	77,5	78,3	78,1	79,4	78,8	80,7	77,6	79,2
	Disco		60	64,6	65,4	64,5	58,9	67,5	66,9	75,2	62,8	68,0

PRUEBA PASTILLA DE CARBON 90 KM/H												
											Promedio	
			15 s		45 s		75 s		105 s			
Temperatura Ambiente	Elemento	CARBON	T Inicial	T final	Prome Inicial	Prome Final						
20 °C	Pastilla		75,7	78,5	78,9	82,5	82,1	86,2	87,9	90,2	81,2	84,4
	Disco		78,1	90,4	77,2	91,3	81,6	95,3	79,9	85,2	79,2	90,6

PRUEBA PASTILLA DE CARBON 120 KM/H												
											Promedio	
			15 s		45 s		75 s		105			
Temperatura Ambiente	Elemento	CARBON	T Inicial	T final	Prome Inicial	Prome Final						
20 °C	Pastilla		75,2	78,3	79,7	81,9	81,9	84,1	84,2	88,4	80,3	83,2
	Disco		75,5	92,3	79,6	91,6	80,2	88,6	83,2	87,2	79,6	89,9

Anexo 22.Datos Pastilla Semimetálicas

PRUEBA PASTILLA SEMIMETALICA 60 KM/H													
											Promedio		
			15 s		45 s		75 s		105				
SEMIMETALICAS	Temperatura Ambiente	Elemento	T Inicial	T final	Prome Inicial	Prome Final							
	19 °C	Pastilla		74,3	74,7	74,9	75,5	75,9	76,8	77,5	78,2	75,7	76,3
		Disco		93,9	110,6	103	114,7	102,7	113,9	103,7	113	100,8	113,1

PRUEBA PASTILLA SEMIMETALICA 90 KM/H													
											Promedio		
			15 s		45 s		75 s		105				
SEMIMETALICAS	Temperatura Ambiente	Elemento	T Inicial	T final	Prome Inicial	Prome Final							
	19 °C	Pastilla		72,6	73,2	73,5	74,1	74,2	75,0	74,6	74,8	73,7	74,3
		Disco		96,2	109,5	101,53	106,9	100,4	112,3	98,9	107	99,3	108,9

PRUEBA PASTILLA SEMIMETALICA 120 KM/H													
											Promedio		
			15 s		45 s		75 s		105				
SEMIMETALICAS	Temperatura Ambiente	Elemento	T Inicial	T final	Prome Inicial	Prome Final							
	19 °C	Pastilla		74,6	74,1	73,9	74,4	74,1	74,3	74,2	74,6	74,2	74,4
		Disco		126,4	132,7	128,9	140,1	129	137,6	124,1	128,1	127,1	134,6

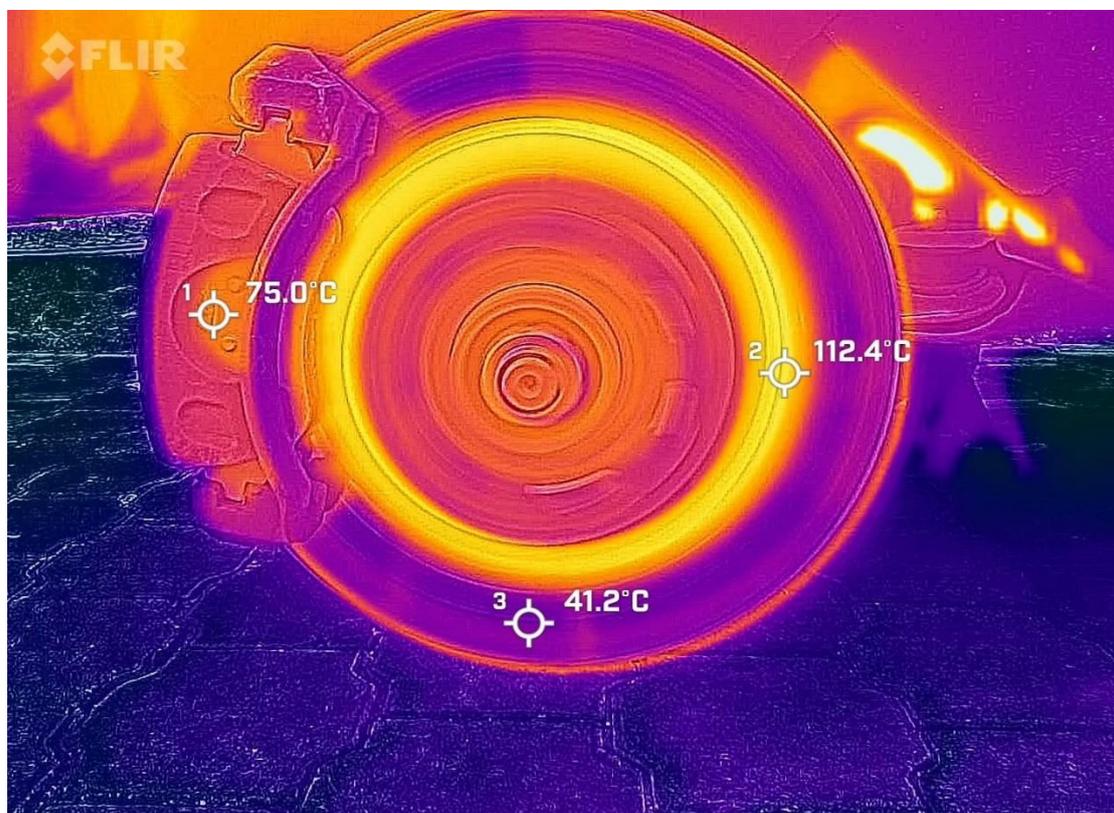
Anexo 23.Datos Pastilla Cerámicas

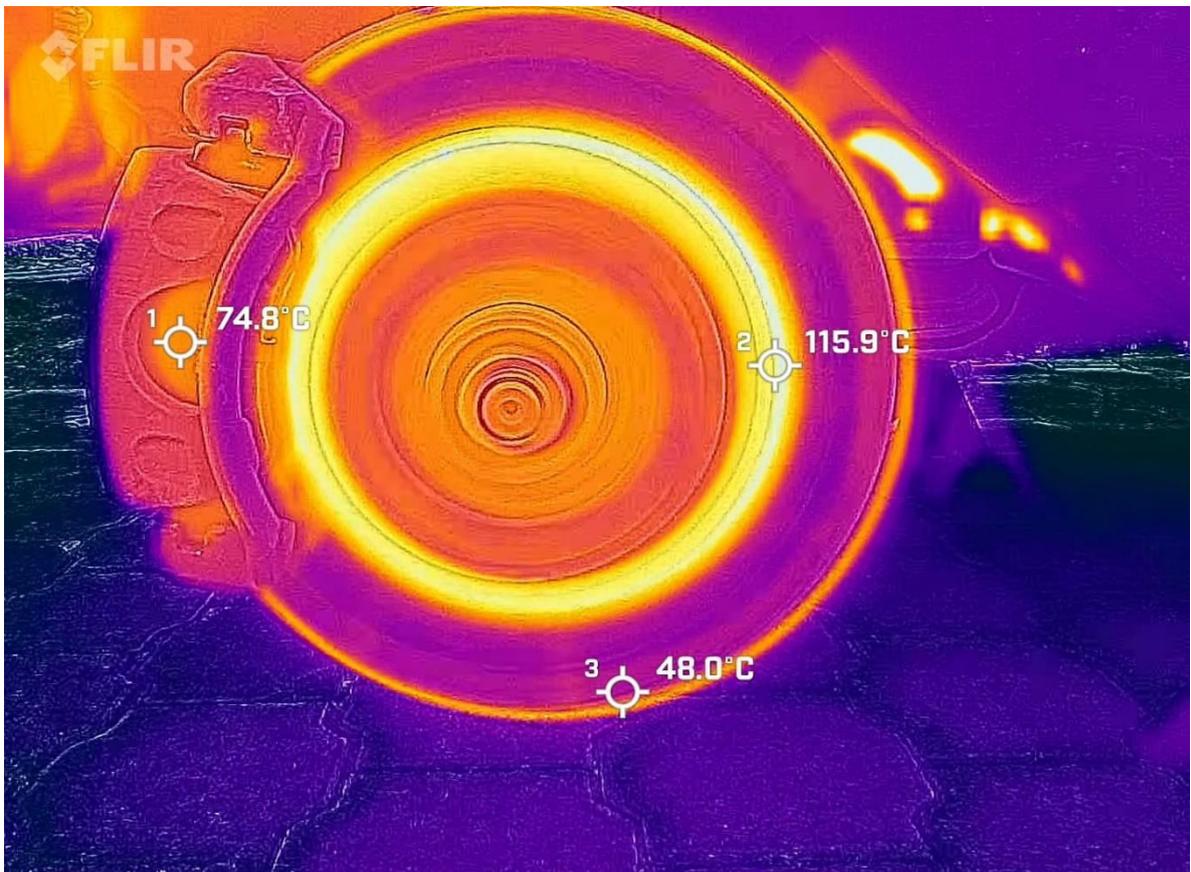
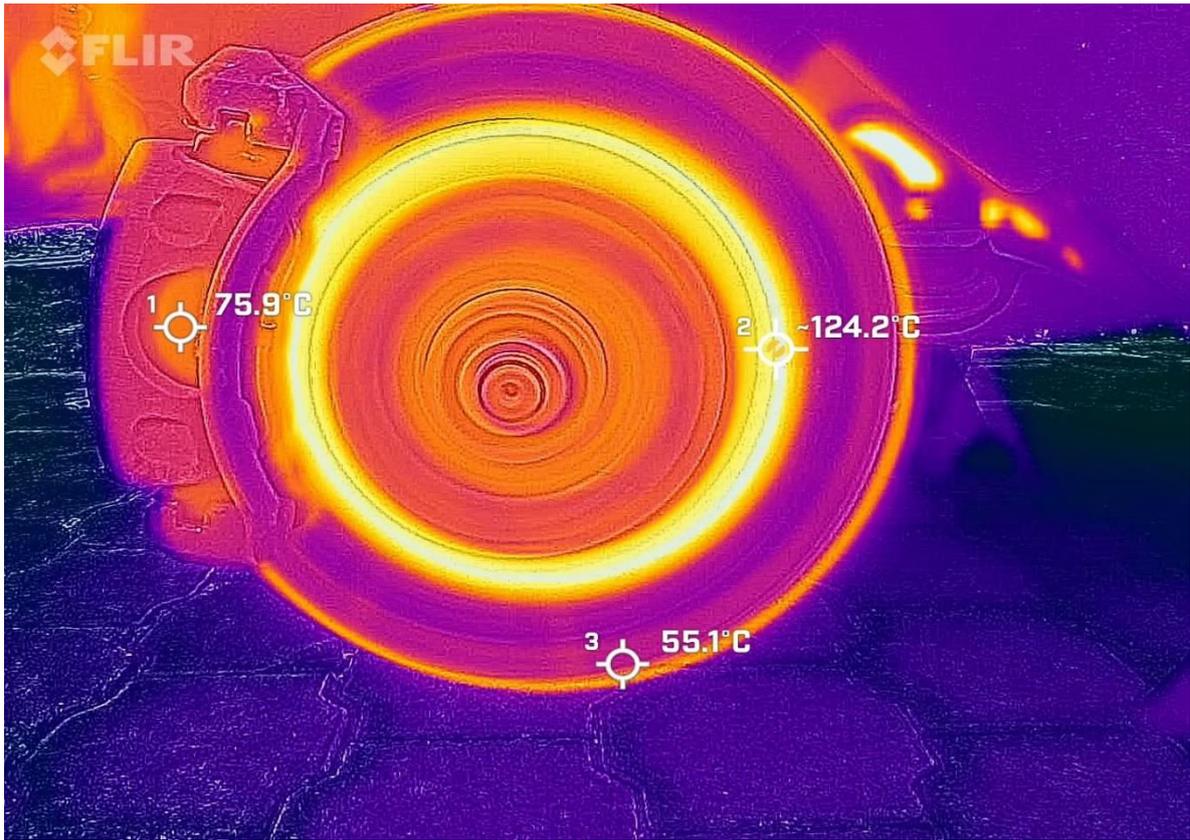
PRUEBA PASTILLA CERAMICA 60 KM/H												
											Promedio	
			15 s		45 s		75 s		105			
CERAMICAS	Temperatura Ambiente	Elemento	T Inicial	T final	Prome Inicial	Prome Final						
	19 °C	Pastilla	74,6	75,9	75,5	74,5	74,7	74,6	74,8	74,7	74,9	74,9
		Disco	118,1	124,2	119	115,4	121	113	115,9	118,5	118,5	117,8

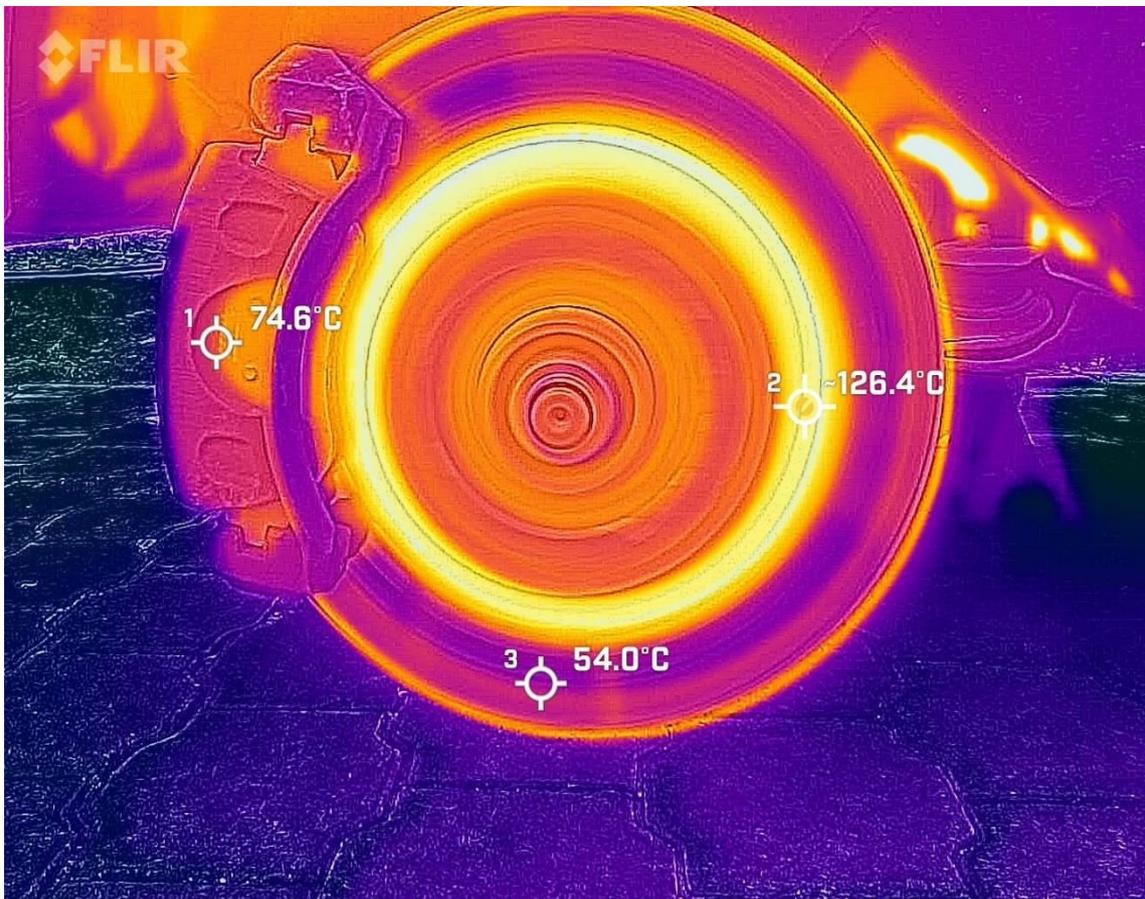
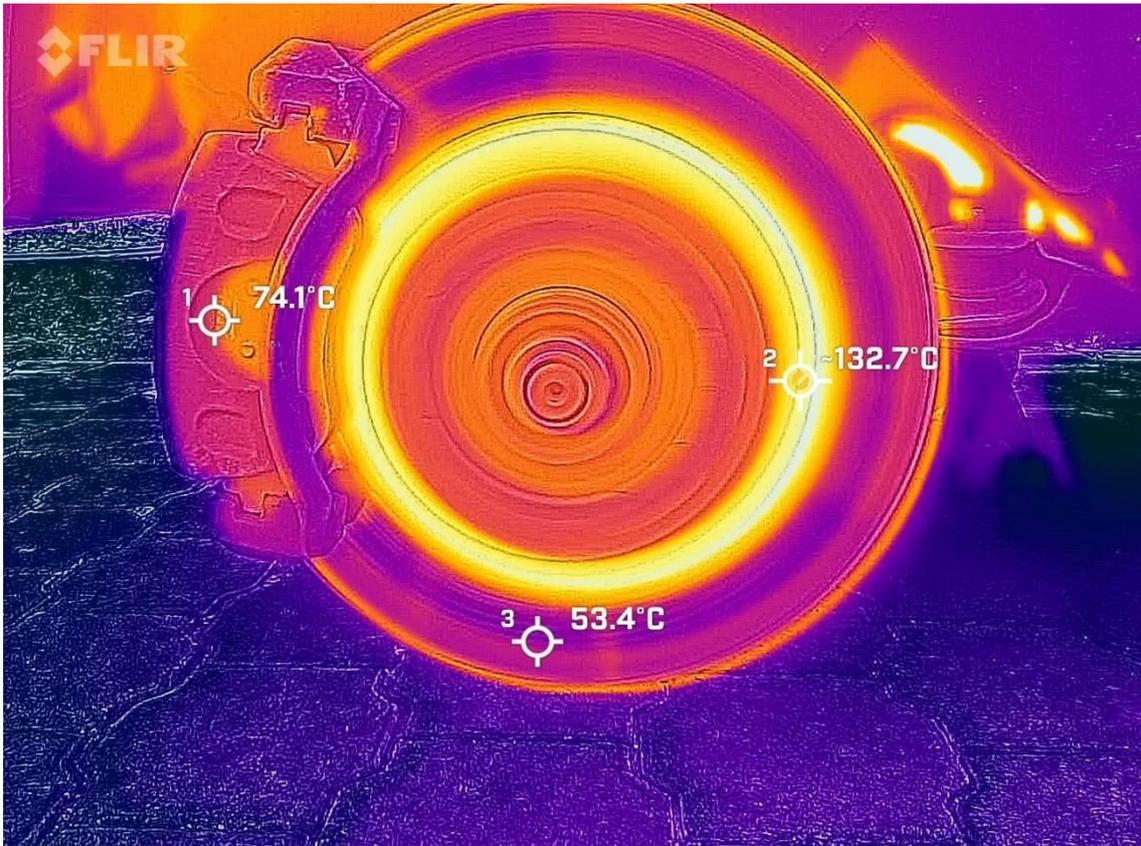
PRUEBA PASTILLA CERAMICA 90 KM/H												
											Promedio	
			15 s		45 s		75 s		105			
CERAMICAS	Temperatura Ambiente	Elemento	T Inicial	T final	Prome Inicial	Prome Final						
	19 °C	Pastilla	75,4	75	73,2	73,8	72,9	73,3	72,6	73,1	73,5	73,8
		Disco	103	103,7	101,2	105,6	106,5	108,5	107,1	108,1	104,5	106,5

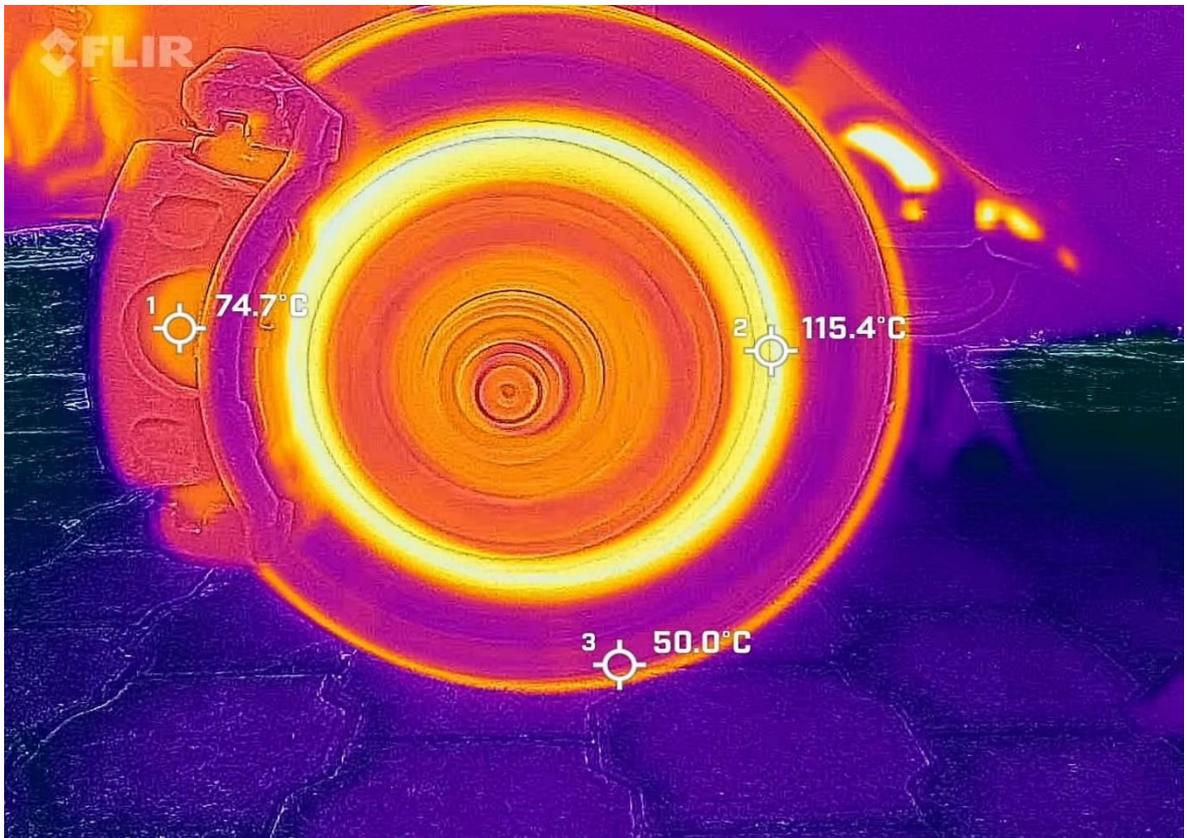
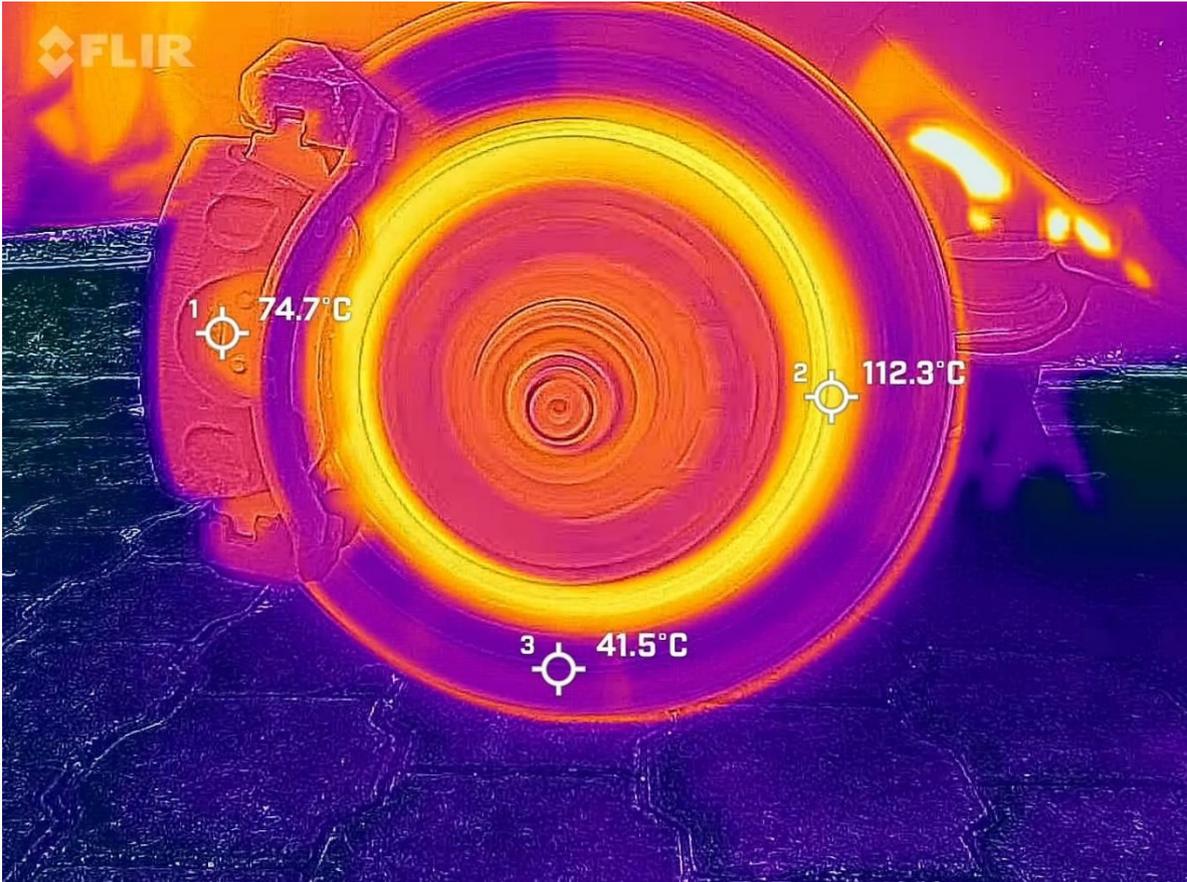
PRUEBA PASTILLA CERAMICA 120 KM/H												
											Promedio	
			15 s		45 s		75 s		105			
CERAMICAS	Temperatura Ambiente	Elemento	T Inicial	T final	Prome Inicial	Prome Final						
	19 °C	Pastilla	74,1	74,5	73,6	73,8	73,6	73,7	72,4	73	73,4	73,8
		Disco	121,7	123,8	113,3	114	103	108,2	100,5	104	109,6	112,5

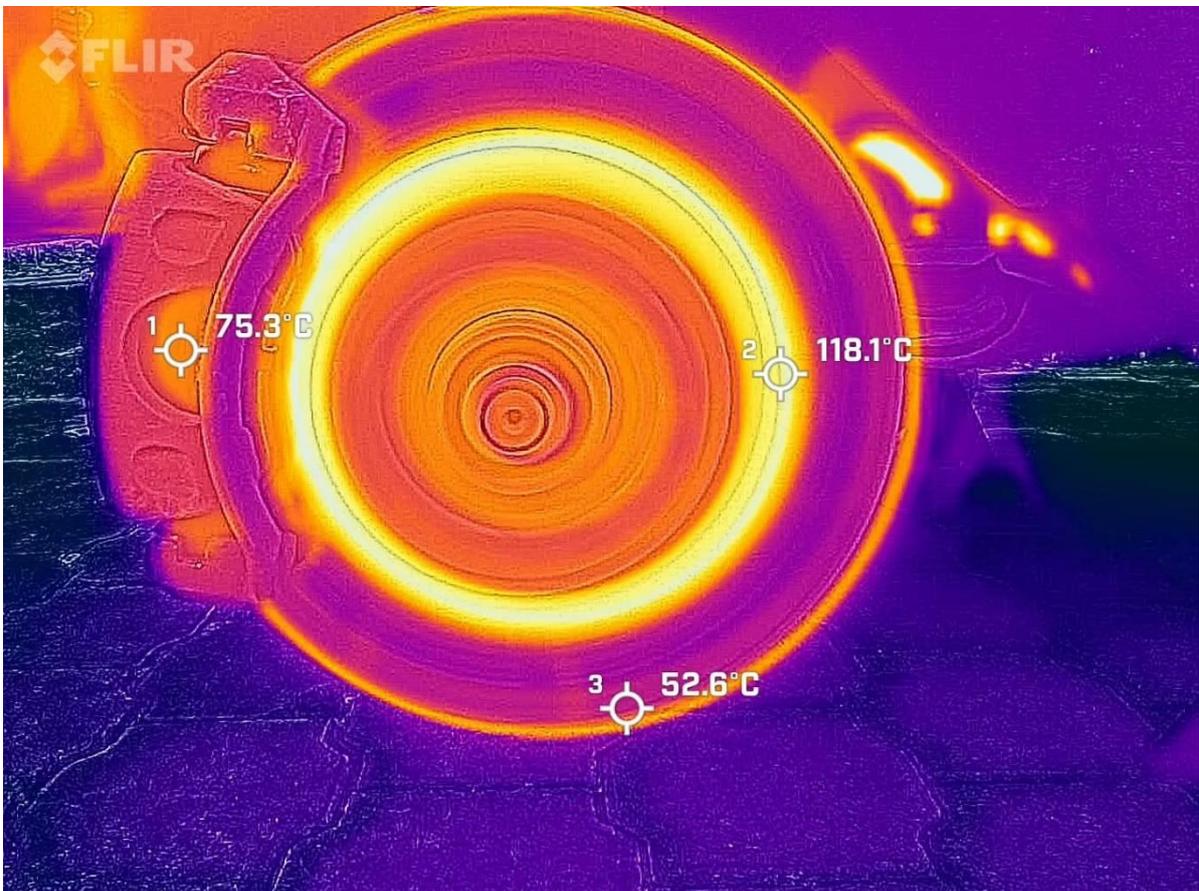
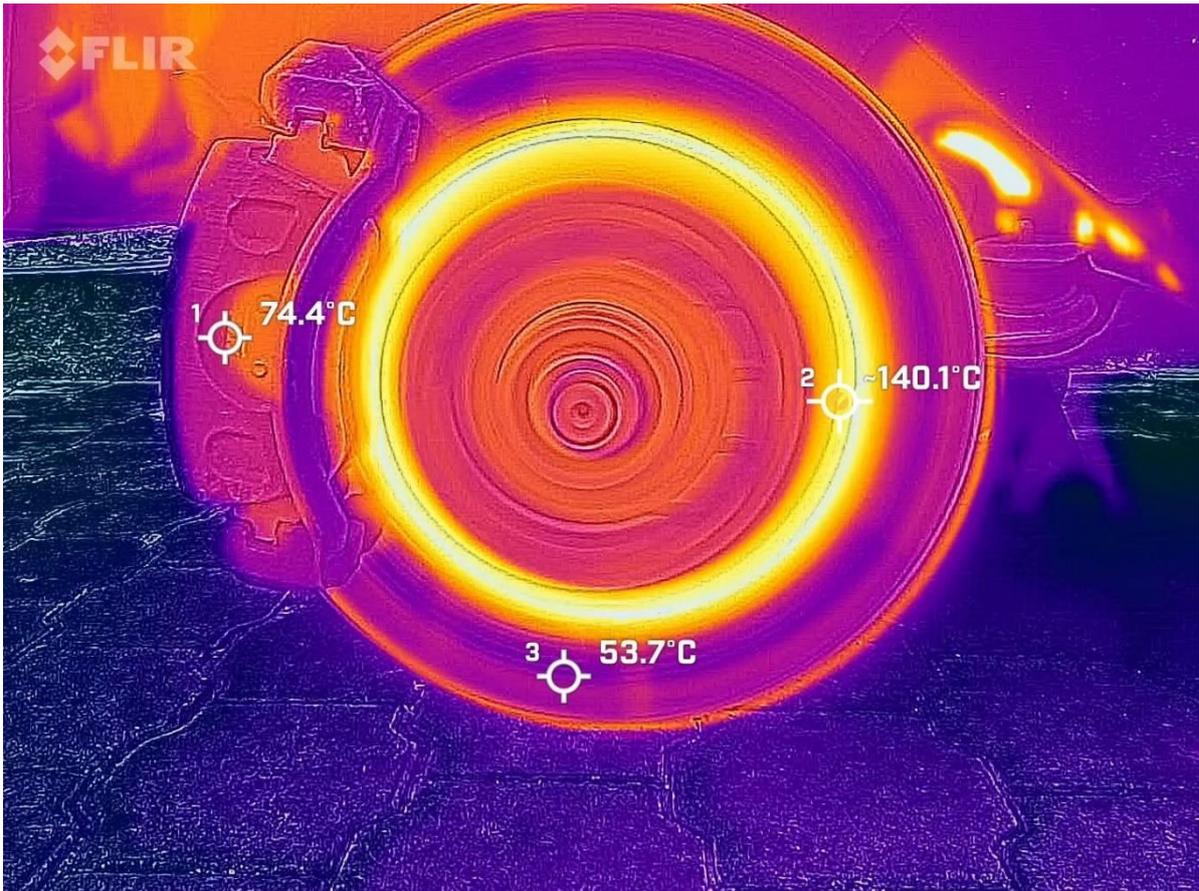
Anexo 24. Respaldo Fotográfico de los Resultados



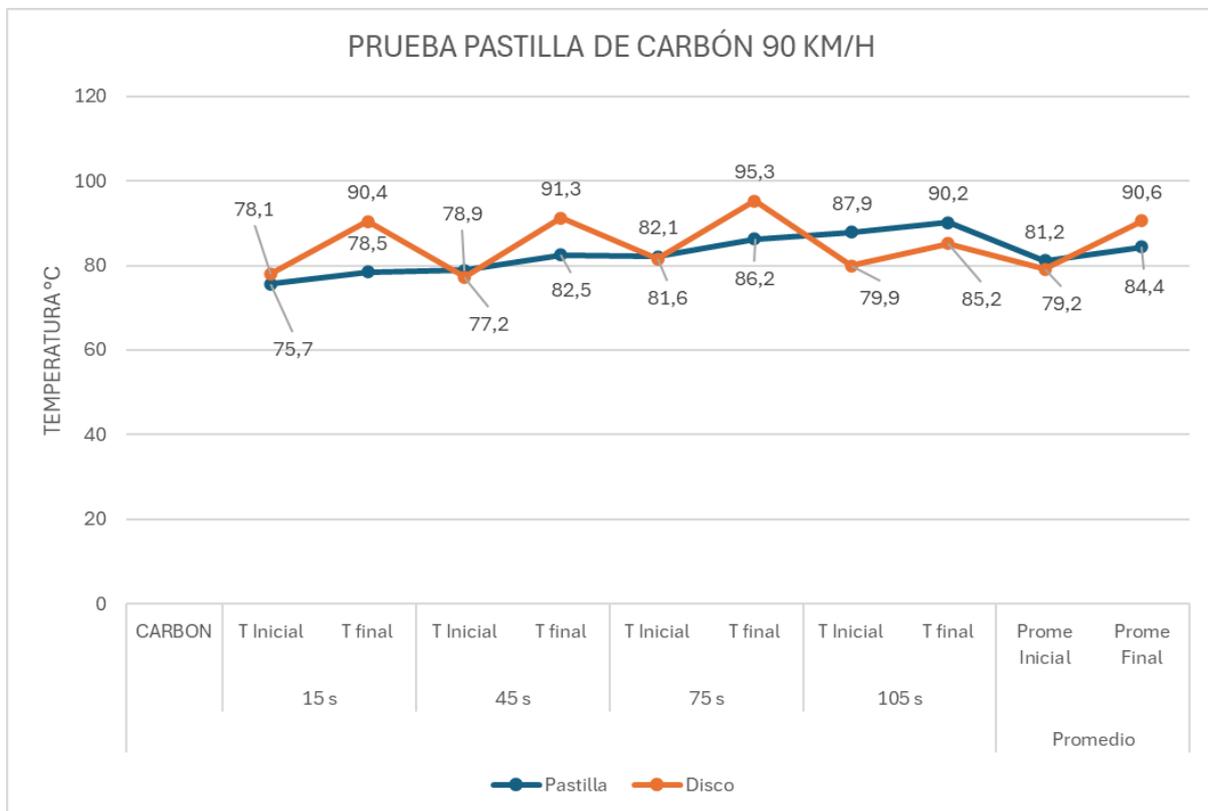
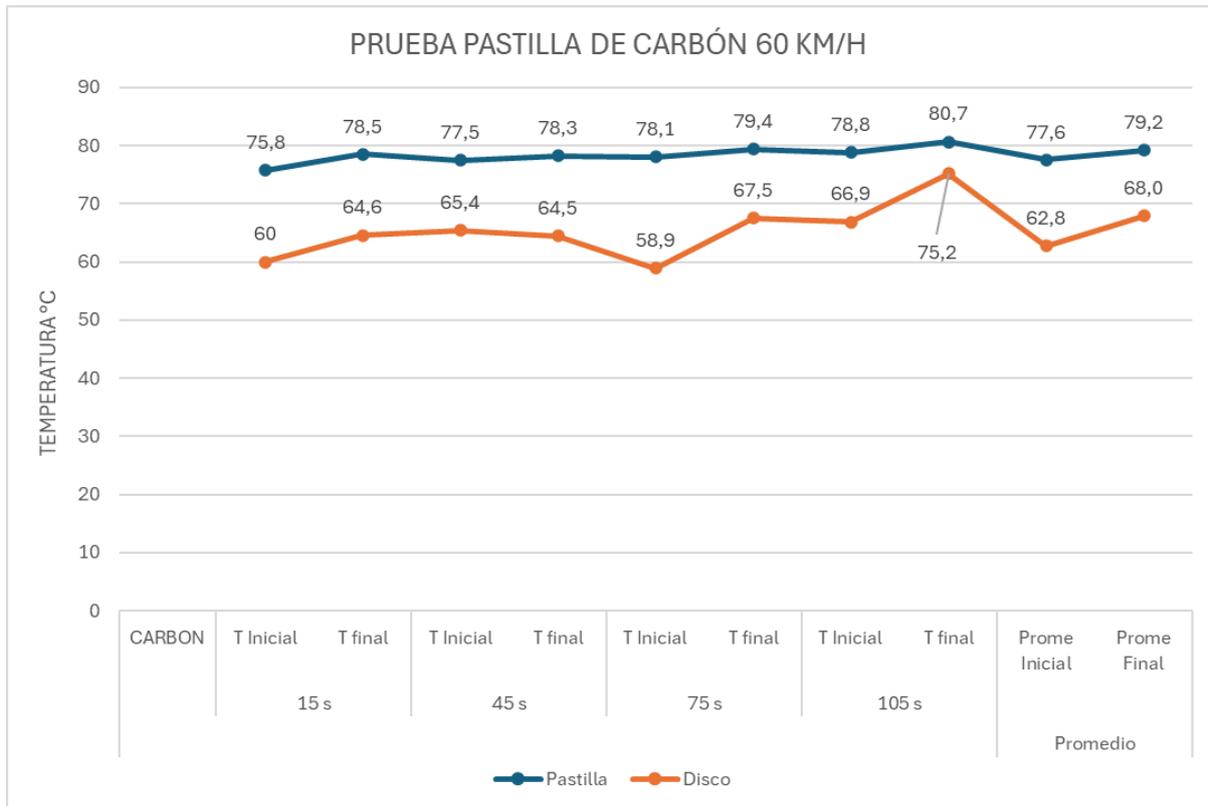




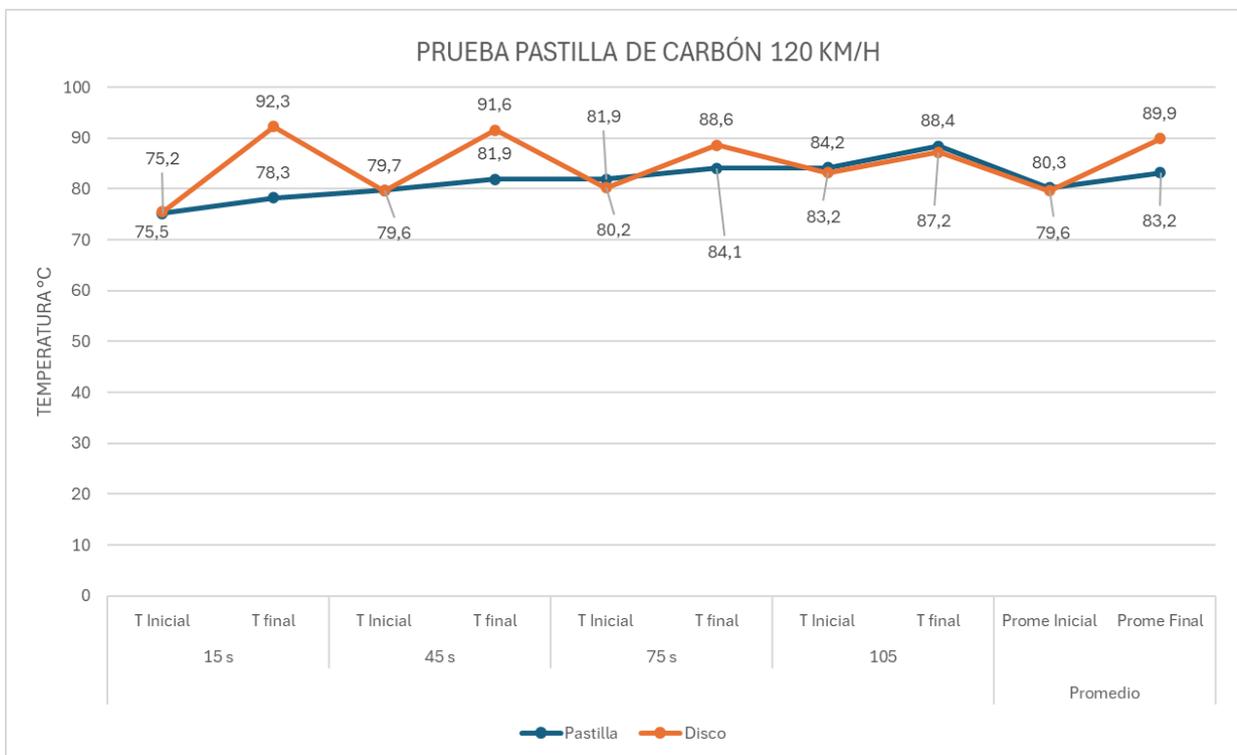
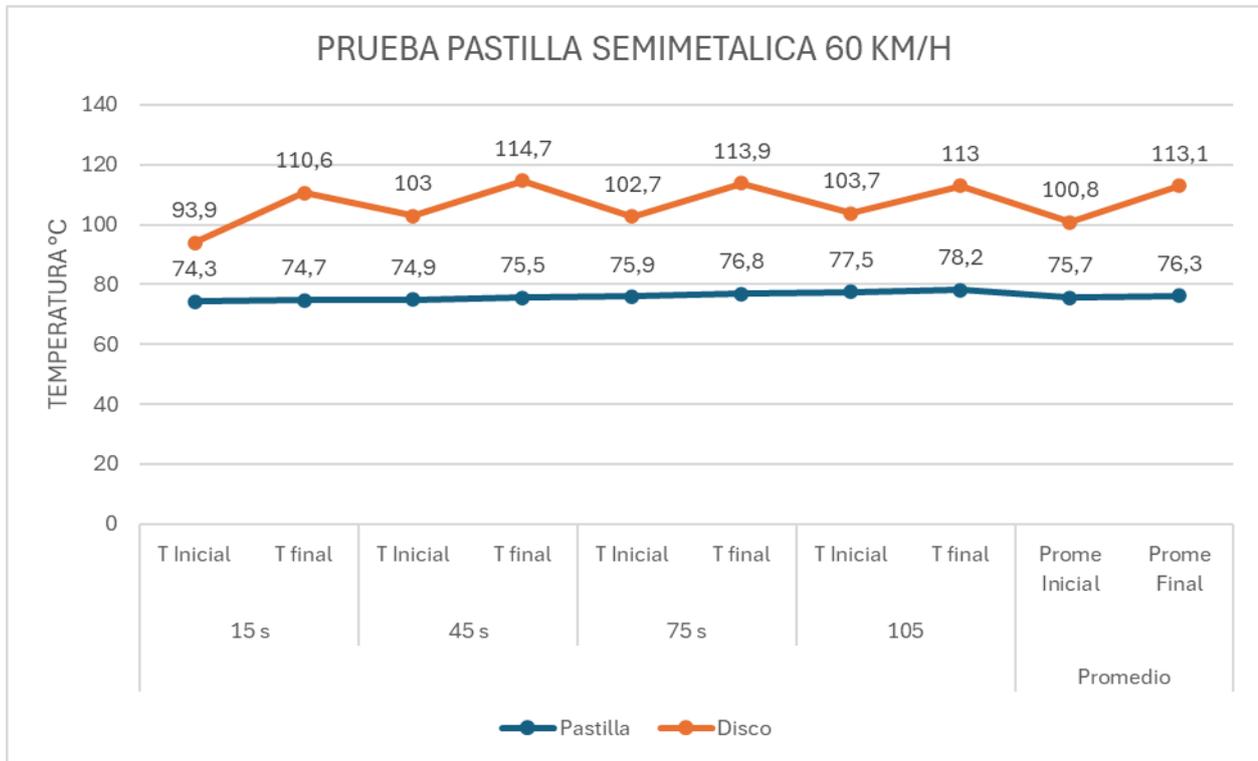


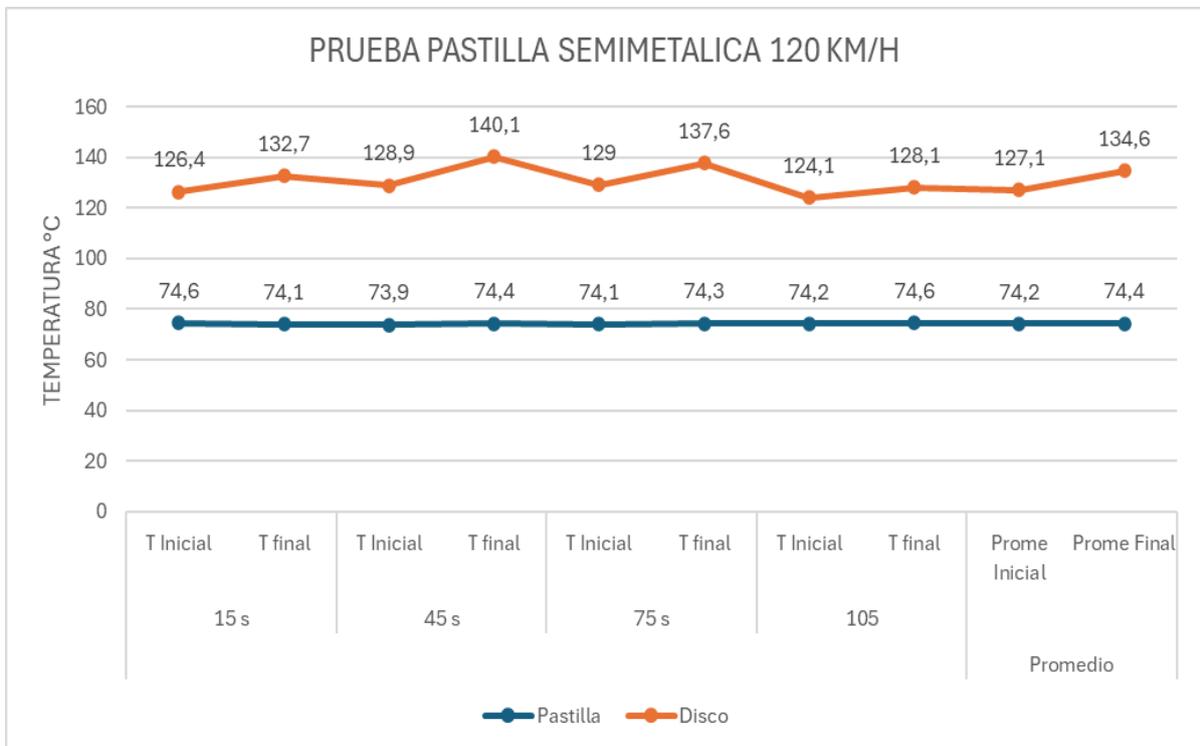
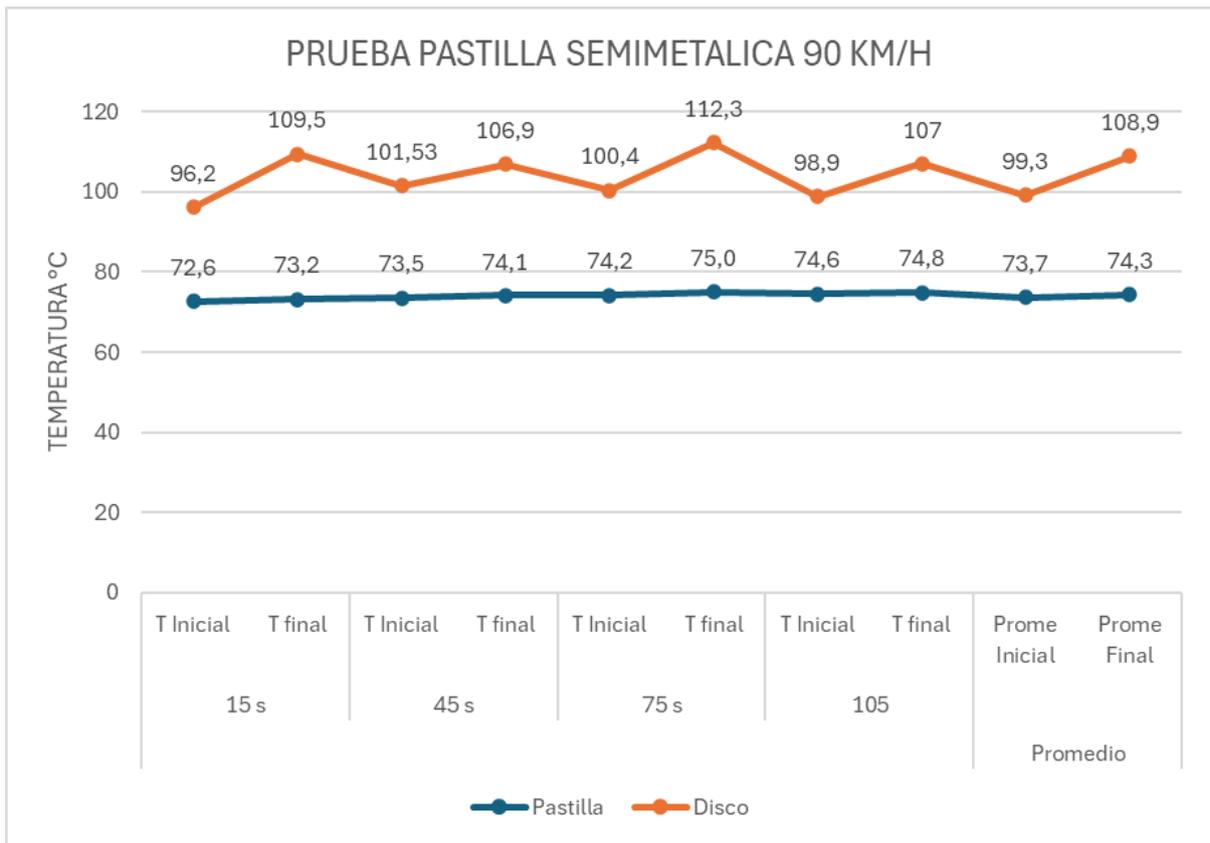


Anexo 25. Graficas Individuales Pastilla de Carbón



Anexo 26. Graficas Individuales Pastilla Semimetálicas





Anexo 27. Graficas Individuales Pastilla Cerámicas

